

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO ESCOLA POLITÉCNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

PREDIÇÃO DO COMPORTAMENTO FORA DE PROJETO DE TURBINAS A GÁS

Leonardo Augusto Ferraresi Bassi

São Paulo

2014

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO ESCOLA POLITÉCNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

PREDIÇÃO DO COMPORTAMENTO FORA DE PROJETO DE TURBINAS A GÁS

Trabalho de formatura apresentado à Escola
Politécnica da Universidade de São Paulo para
obtenção do título de Graduação em Engenharia

Leonardo Augusto Ferraresi Bassi

Orientador: Marcos de Mattos Pimenta

Área de Concentração:
Engenharia Mecânica

São Paulo

2014

Bassi, Leonardo A. F.

Predição do comportamento fora de projeto de turbinas a gás/ L.A.Ferraresi Bassi. – São Paulo, 2014.

59p.

Trabalho de Formatura – Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecânica.

**1. Turbina a gás 2. Desempenho fora de projeto 3. Eixo único
4. Eixo duplo I. Universidade de São Paulo. Escola Politécnica.
Departamento de Engenharia Mecânica II.t.**

RESUMO

Atualmente, as turbinas a gás são amplamente utilizadas na indústria tanto para a produção direta de potência mecânica quanto para o acionamento de geradores de energia elétrica. A complexidade de seu funcionamento cresceu ao longo dos anos à medida que novas tecnologias foram sendo inseridas em seus componentes; a otimização das turbinas a partir da modificação do formato e do material de suas pás, por exemplo, é assunto de pesquisa recorrente até os dias atuais. Dessa forma, dado o interesse no estudo desses equipamentos, torna-se interessante que eles sejam analisados também quando submetidos a condições fora de projeto. Tais situações ocorrem quando há variação repentina da carga solicitada ou quando a variação das condições climáticas do local é significativa ao longo do ano. A partir da aplicação de métodos iterativos propostos por Razak (2007) e Saravanamuttoo (2001), pretende-se realizar simulações computacionais que sejam capazes de auxiliar na predição e na avaliação do comportamento das turbinas a gás submetidas a condições variadas, fora de sua faixa característica de operação.

ABSTRACT

Gas turbines are largely utilized in industry both for direct mechanical power generation and for electric power generation. The complexity of their operation has grown along the years as far as new technologies have been incorporated to their components; the optimization of turbines due to the modification of the blades' shape and materials, for instance, is subject for research until nowadays. Thus, given the interest in studying such equipment, it becomes essential to analyze them also when subjected to off-design conditions. Such conditions occur when there is sudden variation in load or when the climate conditions vary significantly along the year. By applying iterative methods proposed by Razak (2007) and Saravanamuttoo *et. al.* (2001), computer simulations will be carried on in order to assist the prediction and the assessment of off-design operation of gas turbines.

SUMÁRIO

1.	INTRODUÇÃO	1
1.1.	História e aplicações	1
2.	OBJETIVOS	3
3.	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	4
3.1.	Turbina a gás	4
3.2.	Leiautes de turbinas a gás	6
3.2.1.	Turbina a gás com eixo único	6
3.2.2.	Turbina a gás de eixo duplo e turbina de potência	7
3.3.	Princípios termodinâmicos	8
3.3.1.	Ciclo Ideal	9
3.3.2.	Perdas no ciclo	12
3.4.	Comportamento fora de projeto	14
3.4.1.	Características dos componentes	14
3.4.2.	Turbinas a gás de eixo único	17
3.4.3.	Turbinas a gás de eixo duplo e turbina de potência	26
4.	METODOLOGIA	29
5.	RESULTADOS	30
5.1.	Eixo Único (<i>Gas Path Analysis</i>)	30
5.1.1.	Influência da temperatura ambiente	31
5.1.2.	Influência da umidade	33
5.1.3.	Influência da pressão ambiente	36
5.1.4.	Influência das perdas nos componentes	39
5.1.5.	Aumento da potência gerada	40
5.2.	Eixo Duplo (<i>Gas Path Analysis</i>)	42
5.2.1.	Influência da temperatura ambiente	43
5.2.2.	Influência da pressão ambiente	45
5.3.	Eixo Duplo (simulador próprio)	46
6.	ANÁLISE	49
6.1.	Comparação com fatores de correção	49
6.2.	Comparação entre eixo único e eixo duplo	52

7. CONCLUSÕES	54
8. REFERÊNCIAS	55
ANEXO A	57

1. INTRODUÇÃO

1.1. História e aplicações

As turbinas são consideradas, sob diversos aspectos, o meio mais satisfatório de produção de energia mecânica. Sua configuração não envolve elementos críticos submetidos à fricção constante (como ocorre entre o pistão e sua câmara numa máquina a vapor) nem o uso direto de mecanismos conversores de movimento, o que implica na redução de diversos problemas de balanceamento e da necessidade de óleos lubrificantes. A princípio, sua função foi observada nas usinas hidrelétricas (com o uso da água como fluido de trabalho). Já no início do século XX as turbinas a vapor passaram a ser intensamente utilizadas também na produção de energia elétrica e em aplicações navais, campo onde foram bem sucedidas até a década de 1970, sendo superadas, então, em termos de custos e eficiência térmica, pelos motores movidos a Diesel.

Apesar do sucesso comercial da turbina a vapor nos anos citados, o uso deste equipamento é acompanhado da instalação de grandes geradores de vapor (caldeiras ou reatores nucleares), já que a queima de combustível é realizada externamente à turbina, gerando, então, o fluido de trabalho (vapor) que a movimentará. O desejo por um equipamento mais compacto que não exigisse a etapa intermediária da geração de vapor acarretou na intensificação do uso das turbinas a gás, cujo funcionamento envolve a combustão do próprio fluido de trabalho, provocando o giro dos rotores.

Segundo Razak (2007), há registros do desenvolvimento de turbinas a gás desde o ano de 1904, quando o norueguês Aegidius Elling construiu um protótipo que produzia aproximadamente 33 kW e provia temperaturas de exaustão de até 500°C. Anos depois, na década de 1930, foram notórias, também, as patentes criadas por Frank Whittle, na Inglaterra, e por Hans von Ohain e Max Hahn, na Alemanha, que já apresentavam características presentes nos equipamentos atuais, como o posicionamento próximo entre a saída do compressor centrífugo e a entrada da turbina. Estes trabalhos deram início, de fato, à produção industrial das turbinas a gás (SINGH, 1996), que foi intensificada após a

Segunda Guerra Mundial com o foco voltado para a geração de energia elétrica e para a propulsão de aeronaves.

Atualmente, as turbinas a gás estão presentes em diversas aplicações industriais para a produção de energia mecânica, sendo destinadas à movimentação de cargas em geradores, bombas e propulsores. Seu rendimento e a sua alta qualidade de operação são essenciais à rentabilidade da indústria de interesse, que engloba a aviação (civil e militar), o setor de geração de energia elétrica e a exploração e produção de óleo e gás.

2. OBJETIVOS

A existência de ferramentas capazes de simular motores submetidos a diversas condições de operação tem fundamental importância nas etapas de projeto, testes e operação de tais máquinas, podendo reduzir prazos e custos relativos ao planejamento de ensaios. Dessa forma, este trabalho tem o intuito de expor alguns dos principais métodos de predição do comportamento fora de projeto de turbinas a gás industriais encontrados na literatura, assim como utilizar uma ferramenta de simulação para discutir a influência de cada parâmetro no desempenho desses equipamentos.

A partir dos resultados obtidos, pretende-se comparar o uso da simulação a métodos clássicos de previsão de desempenho, como os fatores de correção. O aprimoramento da predição do comportamento da máquina pode reduzir a duração dos períodos de projeto e testes e, conseqüentemente, diminuir os custos envolvidos no ciclo de vida das turbinas a gás.

3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

3.1. Turbina a gás

Para que haja funcionamento de uma turbina, é necessário que a pressão de entrada seja maior do que a de saída; é utilizado um compressor, portanto, que provoca o aumento prévio de pressão exigido. Entretanto, antes que o fluido de trabalho chegue à entrada da turbina, ele deve receber um acréscimo de energia, de forma que a produção total supere as perdas no trajeto e supra a demanda de carga para a qual o equipamento foi destinado. Caso contrário, o trabalho produzido pela turbina seria exatamente igual (desprezando as perdas dos componentes) ou menor que o desenvolvido pelo compressor, não atendendo à demanda de carga.

Considerando que o fluido de trabalho seja o ar, tal acréscimo de energia pode ser proporcionado pela combustão do mesmo (já comprimido) junto a um combustível injetado. Sendo assim, além do acionamento do próprio compressor (o que já exige um trabalho significativo), a expansão dos gases quentes produzidos nessa reação será capaz de gerar mais potência e suprir a necessidade de movimentação de uma carga na saída. Um modelo simplificado do equipamento descrito é mostrado na fig. 1, que explicita os três componentes essenciais das turbinas a gás: o compressor, a câmara de combustão e a própria turbina.

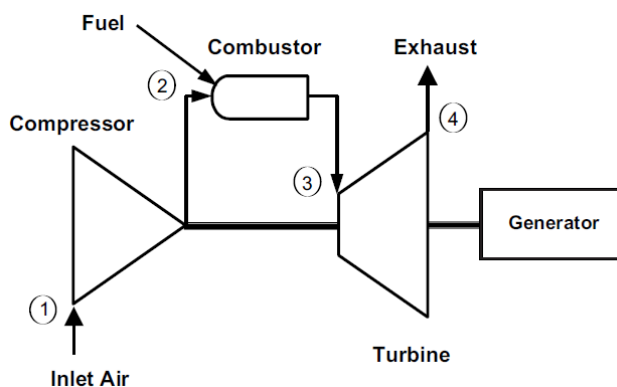


Fig. 1: Esquema de uma turbina a gás simples (eixo único). (BROOKS, 2010)

Na prática, tanto o compressor quanto a turbina apresentam perdas, que são responsáveis pelo aumento da potência gasta pelo compressor e pela redução da potência produzida pela turbina. Junto à existência de perdas, a temperatura de entrada da turbina mostra-se um dos principais fatores que afetam o rendimento do equipamento. A máxima razão combustível/ar utilizada e, conseqüentemente, a temperatura de entrada da turbina devem ser limitadas em função das características de suas pás, de forma a não deformá-las nem causar ruptura por fadiga. Caracteriza-se aqui um desafio tecnológico ainda presente nos dias atuais: fabricar as pás de modo que possibilite ainda mais o aumento dessa temperatura, já que isto implicaria diretamente num acréscimo do rendimento térmico da turbina.

Também com o intuito de otimizar o equipamento, as razões de compressão aumentaram significativamente ao longo dos anos devido, por exemplo, à evolução da metalurgia envolvida e à aplicação de conceitos de aerodinâmica no projeto dos compressores. Segundo Razak (2007), o resultado foi a obtenção de razões próximas a 40:1 junto a temperaturas de entrada da turbina em torno de 1600 °C, implicando em eficiências térmicas dos componentes de até 90%.

Quanto ao processo de combustão, já foram propostos, historicamente, dois sistemas: combustão à pressão constante e a volume constante. Este último, teoricamente, é mais eficiente que o primeiro, mas apresenta diversas dificuldades construtivas, pois exigiria válvulas que isolassem a câmara de combustão dos outros componentes. Esta separação seria responsável pela intermitência da combustão, o que prejudicaria a continuidade do funcionamento da máquina. Apesar do registro de tentativas bem sucedidas de construção deste modelo, como ocorreu no período entre 1908 e 1930 na Alemanha, segundo Saravanamuttoo *et al.* (2001), não houve apelo comercial e optou-se, portanto, pela configuração das câmaras submetidas à pressão constante, que são usadas até hoje. Além de proporcionar maior continuidade do processo, a combustão à pressão constante também possui a vantagem de lidar bem com altas vazões mássicas (o que resulta em altas potências).

3.2. Leiautes de turbinas a gás

É importante notar que, nas turbinas a gás, os processos de compressão, combustão e expansão não ocorrem num componente único, mas sim em componentes separados e conectados entre si adequadamente. Assim, eles podem ser desenvolvidos e testados de forma individual, permitindo, ainda, que diferentes configurações sejam montadas e que outros componentes sejam inseridos no ciclo da máquina. A inserção de outros compressores e turbinas, *intercoolers* e reaquecedores, por exemplo, têm o intuito de aumentar a potência produzida pelo equipamento e sua eficiência, tornando-os mais adequados em determinadas situações; a desvantagem dessa prática, no entanto, é o aumento dos custos e do volume ocupado por todo o conjunto.

Destaca-se que os ciclos a serem analisados neste trabalho são abertos, ou seja, na entrada do compressor há a captação de ar atmosférico e, após sofrer combustão e passar pela turbina, o fluido de trabalho (gases de exaustão) é expelido de volta à atmosfera. Serão apresentadas, a seguir, duas das configurações mais utilizadas.

3.2.1. Turbina a gás com eixo único

É o próprio modelo simplificado já mostrado na fig. 1, onde o ar pressurizado pelo compressor passa por uma câmara de combustão e os gases quentes resultantes são transferidos para a entrada da turbina. Parte do trabalho gerado pela turbina move o compressor e o restante é aproveitado para a movimentação de determinada carga.

Em processos que exigem operação sob velocidade e carga fixas, como a geração de energia elétrica, considera-se esta configuração a mais adequada, já que a alta potência destinada ao compressor reduz a possibilidade de velocidades excessivas nos rotores caso ocorra uma queda significativa de eletricidade demandada. Nestes casos, a capacidade da máquina de se adaptar rapidamente a mudanças súbitas de carga e velocidade seria irrelevante.

Como mencionado na seção 3.1, a aplicação dos conceitos de aerodinâmica proporcionou grande progresso no desenvolvimento dos compressores; segundo Saravanamuttoo *et al.* (2001), tal evolução permitiu que a eficiência das turbinas a gás simples de eixo único superasse 40% em equipamentos de potências iguais ou superiores a

40 MW. Devido ao já satisfatório desempenho desses modelos, a inserção de um trocador de calor no ciclo simples, como mostrado na fig. 2, não se tornou uma prática tão vantajosa, sendo preferidos, então, o próprio ciclo simples submetido a altas razões de compressão e os ciclos combinados.

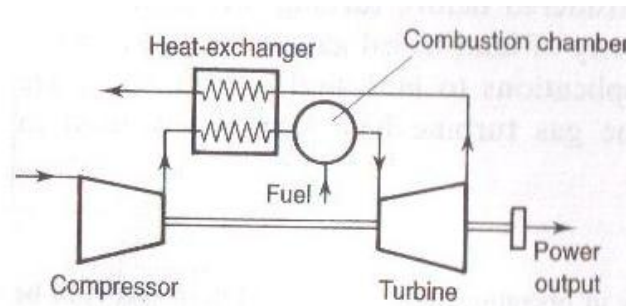


Fig. 2: Ciclo aberto de uma turbina a gás de eixo único com trocador de calor.
(SARAVANAMUTTOO et al., 2001)

3.2.2. Turbina a gás de eixo duplo e turbina de potência

Em contrapartida à turbina a gás de eixo único, este modelo é adequado nas situações em que se necessita de flexibilidade na operação, ou seja, há grandes variações nas demandas de velocidade e potência, como ocorre em compressores e bombas conectados a oleodutos. Como mostrado na fig. 3, o equipamento é composto por um conjunto semelhante ao de eixo único já descrito (atuando aqui como um gerador de gás) cuja saída é conectada a uma nova turbina (turbina de potência), sendo esta interligada à carga.

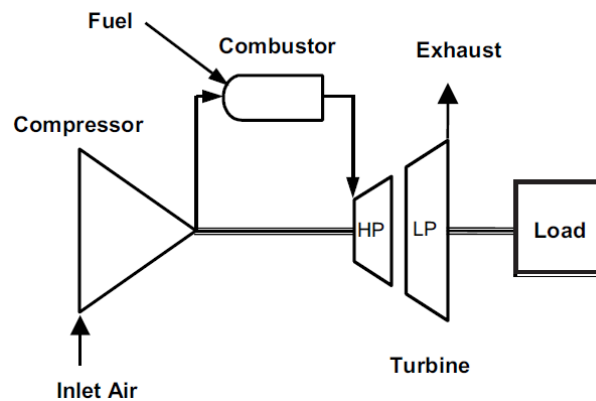


Fig. 3: Esquema de uma turbina a gás de eixo duplo com turbina de potência.
(BROOKS, 2010)

A primeira turbina do ciclo é responsável pela movimentação do compressor, enquanto que o conjunto todo do gerador de gás tem a função de produzir gases pressurizados a alta temperatura que serão enviados para a turbina de potência (que trabalha em pressões menores). Neste processo, a carga é movida a baixas velocidades, porém costuma exigir alta potência. Dessa forma, a configuração da turbina a gás de dois eixos permite que a turbina de potência gire à mesma velocidade que a carga, enquanto que a turbina e o compressor do gerador de gás girem a uma velocidade diferente, mais alta. Nota-se que o emprego de uma turbina a gás de eixo único nesta situação seria prejudicial para seu rendimento, já que todo o conjunto estaria sujeito à mesma (baixa) rotação da carga.

A separação mecânica entre o gerador de gás e a turbina de potência facilita, ainda, a partida do equipamento, que não será responsável por iniciar o giro da carga, mas somente do gerador de gás. Assim, a partida pode ser feita de forma elétrica ou hidráulica, por exemplo. A desvantagem básica desta configuração é que a queda brusca da carga solicitada pode implicar numa velocidade excessiva da turbina de potência (deve haver um sistema de controle na planta que previna esta ocorrência).

3.3. Princípios termodinâmicos

A avaliação do comportamento e da produtividade de um equipamento em determinadas condições de operação depende diretamente do cálculo do rendimento do processo. É interessante que sejam apresentados, então, os conceitos necessários para que essa análise seja feita nos ciclos de turbinas a gás.

Nota-se que a abrangência de aplicações das turbinas a gás gera variações, também, nas hipóteses e no raciocínio utilizados para os cálculos em cada situação. Convém excluir desta análise os aspectos das turbinas a gás aeronáuticas, por exemplo, que dependem significativamente da velocidade de entrada do ar e da altitude em que se realiza o trabalho. O desenvolvimento será direcionado às turbinas a gás industriais.

3.3.1. Ciclo Ideal

Estuda-se, primeiramente, o ciclo ideal da turbina a gás de eixo único, onde é assumida a perfeição dos componentes envolvidos. Estão listadas, a seguir, as principais hipóteses consideradas neste caso:

- a) o escoamento ocorre em regime permanente;
- b) processos de compressão e expansão são isentrópicos;
- c) as variações de energia cinética e potencial do fluido de trabalho entre a entrada e a saída de cada componente são desprezíveis;
- d) não ocorre perda de carga nos dutos por onde o fluido de trabalho passa;
- e) o fluido de trabalho é considerado um gás perfeito durante todo o ciclo sem que sua composição seja alterada (os calores específicos permanecem constantes);
- f) há continuidade do escoamento, ou seja, não há vazamentos no ciclo e a vazão mássica permanece constante.

Os processos de compressão isentrópica, combustão (troca de calor com fonte quente a pressão constante), expansão isentrópica e rejeição de calor para o ambiente (à pressão constante) compõem um ciclo Brayton, como o mostrado na fig. 4.

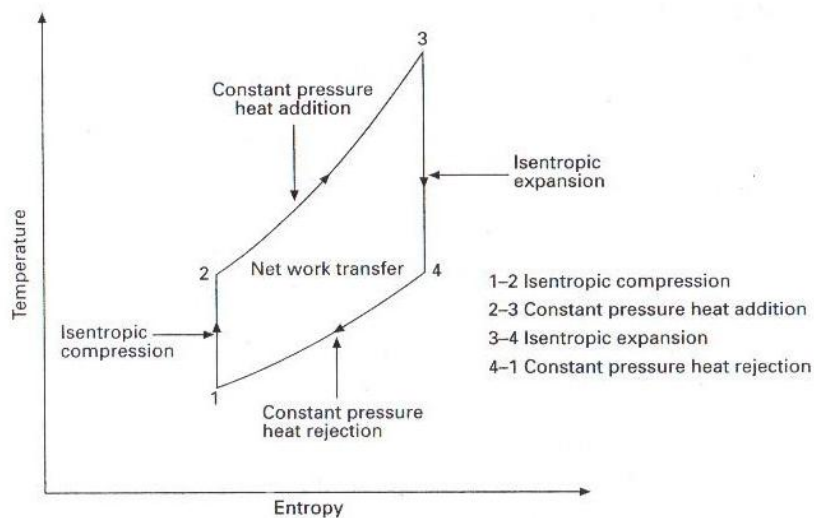


Fig. 4: Representação do diagrama T-s de um ciclo Brayton simples. (RAZAK, 2007)

As considerações anteriores fazem com que o balanço de energia nos componentes seja escrito da seguinte maneira:

$$q = (h_{saída} - h_{entrada}) + w \quad (1)$$

Onde q e w são o calor e o trabalho transferidos por unidade de massa.

Se aplicado em cada componente, obtêm-se os seguintes resultados:

$$w_{12} = -(h_2 - h_1) = -c_p(T_2 - T_1)$$

$$q_{23} = (h_3 - h_2) = c_p(T_3 - T_2)$$

$$w_{34} = -(h_4 - h_3) = -c_p(T_4 - T_3)$$

Assim, o rendimento térmico do ciclo fica:

$$\eta = \frac{\text{trabalho realizado}}{\text{calor recebido}} = \frac{w_{12} + w_{34}}{q_{23}} \quad (2)$$

Que pode ser reescrito como:

$$\eta = \frac{c_p(T_3 - T_4) - c_p(T_2 - T_1)}{c_p(T_3 - T_2)} = \frac{(T_3 - T_2) - (T_4 - T_1)}{(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{(T_4 - T_1)}{(T_3 - T_2)} \quad (3)$$

Tratando-se de processos isoentrópicos, são aproveitadas também as seguintes relações entre pressão e temperatura:

$$T_2 = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (4); \quad T_4 = T_3 \left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (5)$$

Onde γ é a razão entre os calores específicos a pressão e a volume constante $\left(\frac{c_p}{c_v} \right)$.

Substituindo-as na expressão (3) do rendimento, obtém-se:

$$\eta = 1 - \frac{T_1}{T_2} \quad (6)$$

De onde é notado que o rendimento térmico do ciclo ideal da turbina a gás depende somente da razão de temperaturas entre a entrada e a saída do compressor. Numa rápida análise, conclui-se que tal eficiência é sempre menor que a do ciclo de Carnot ($\eta_{Carnot} = 1 - \frac{T_1}{T_3}$), já que T_2 é sempre menor do que T_3 .

As relações isoentrópicas também podem ser escritas da seguinte forma:

$$\frac{T_2}{T_1} = r^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \frac{T_3}{T_4}$$

Onde r é a razão de compressão $r = \frac{p_2}{p_1} = \frac{p_3}{p_4}$. Substituindo novamente na expressão do rendimento, tem-se:

$$\eta = 1 - \left(\frac{1}{r}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (7)$$

Dessa forma, a eficiência passa a depender somente da razão de compressão e da natureza do fluido de trabalho. Quanto maior a razão de compressão, maior o rendimento, sendo que o máximo possível é obtido exatamente quando T_2 tende a T_3 , aproximando-o a um rendimento de Carnot. A situação oposta ocorreria caso T_3 se aproximasse de T_4 , levando a razão de compressão a valores próximos de 1 e minimizando o rendimento, como é visto na fig. 5.

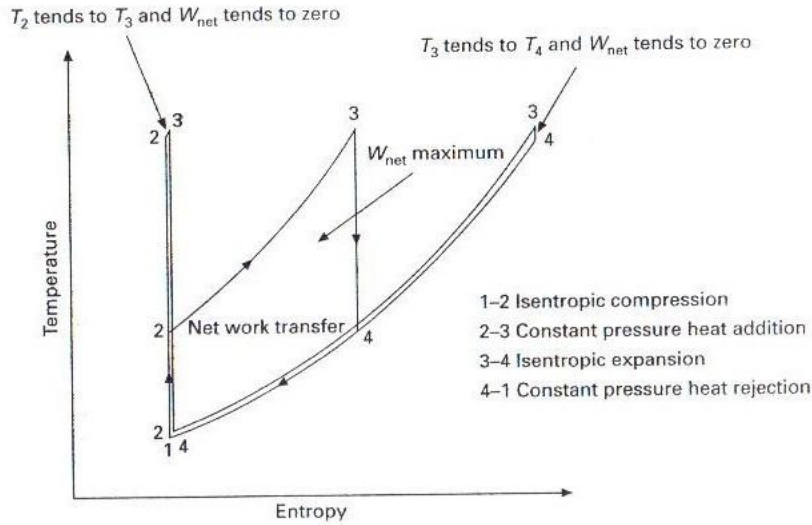


Fig. 5: Efeitos da variação da razão de compressão no diagrama T-s do ciclo de uma turbina a gás ideal. (RAZAK, 2007)

3.3.2. Perdas no ciclo

Os resultados anteriores partiram da hipótese de que não houvesse perdas no ciclo. Dado que inevitavelmente ocorrem perdas nos componentes de qualquer ciclo termodinâmico, convém listar (SARAVANAMUTTOO et al., 2001) alguns dos motivos que diferenciam um ciclo real do ideal nas turbinas a gás:

- Dado que o fluido chega a altas velocidades na operação, a variação de energia cinética entre a entrada e a saída de cada componente pode não ser desprezível; pelo mesmo motivo, os processos de compressão e expansão apresentam perdas e deixam de ser considerados isoentrópicos.
- O atrito entre do fluido com as superfícies acarreta em perdas de carga na câmara de combustão e na entrada e na saída dos dutos.
- O trabalho requerido pelo compressor não se limitará somente ao próprio processo de combustão, mas terá que superar, também, o atrito em mancais e a perda na transmissão de potência entre turbina e compressor.

- d) As constantes c_p e γ variam ao longo do processo, já que há variações significativas de temperatura e ocorrem variações na composição química do fluido durante a reação de combustão.
- e) A reação de combustão faz com que seja acrescentada pequena fração de massa (combustível) ao escoamento principal, tornando a vazão mássica que passa pela turbina ligeiramente maior do que a que passa pelo compressor.

A existência de perdas no ciclo real faz com que sua eficiência não dependa somente da razão de compressão, mas também da temperatura de entrada da turbina. Saravanamuttoo et al. (2001) analisa a fig. 6, concluindo também que, para cada temperatura de entrada da turbina (aqui simbolizada como T_{03}), há um valor máximo de eficiência relativo a uma determinada razão de compressão. Nota-se que, apesar da temperatura de saída do compressor crescer na medida em que sua razão de compressão aumenta (diminuindo a demanda de combustível), o trabalho transferido a ele pela turbina também aumenta, prejudicando a eficiência do equipamento (e provocando as quedas observadas nas curvas quando a razão de compressão é muito elevada).

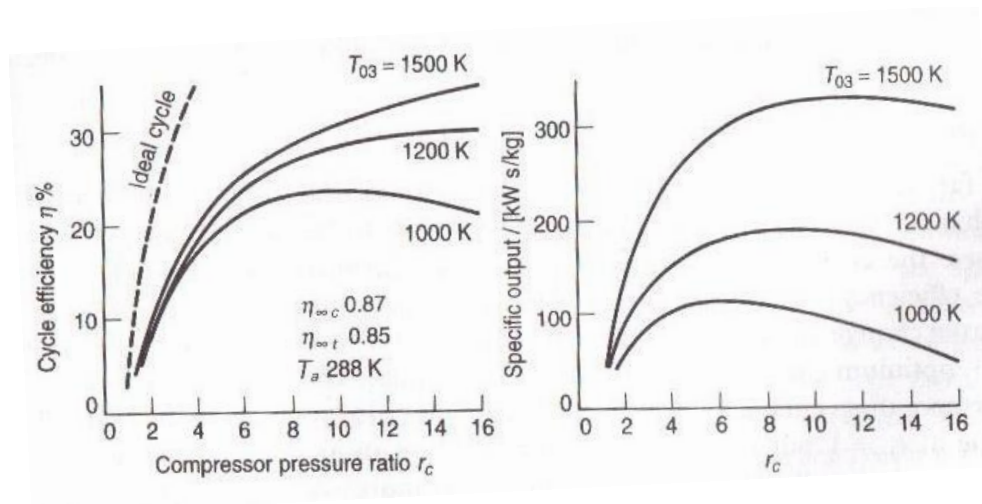


Fig. 6: Variação da eficiência do ciclo real e do trabalho realizado por unidade de massa em relação à razão de compressão. (SARAVANAMUTTOO et al., 2001)

Destaca-se o claro ganho na eficiência e no trabalho específico realizado quando se utiliza a temperatura T_{03} o mais alta possível, exigindo que a razão de compressão

acompanhe tal crescimento. Nessas condições, as perdas nos componentes tornam-se proporcionalmente insignificantes em relação à diferença de potência produzida pela turbina e a requerida pelo compressor.

3.4. Comportamento fora de projeto

As turbinas a gás são projetadas para o funcionamento atendendo a valores pré-estabelecidos de razão de compressão, eficiências dos componentes e temperatura máxima de entrada na turbina. Assim, sob condições normais de projeto, o equipamento trabalhará da forma prevista, atingindo uma eficiência total já esperada. No entanto, não se deve desprezar a existência de distúrbios de diversas naturezas que podem afetar a turbina durante seu período de operação. A variação da carga solicitada, por exemplo, costuma ser uma variável não desejada no caso das turbinas de eixo único, portanto não faz parte do conjunto de características de projeto dessas máquinas. Da mesma forma, mudanças significativas das condições climáticas de um local conforme a época do ano também geram impacto nas turbinas.

Dada a recorrência de situações fora de projeto, a literatura propõe métodos iterativos para que o comportamento da turbina seja previsto, na tentativa de prover informações essenciais ao planejamento de seu uso. Serão apresentados, a seguir, alguns parâmetros auxiliares para essa análise e, em seguida, serão descritos dois métodos relativos à turbina de eixo único.

3.4.1. Características dos componentes

A avaliação do comportamento fora de projeto das turbinas a gás depende, basicamente, da interação entre seus componentes. O uso das cartas do compressor e da turbina permite que se visualize a faixa de operação desses equipamentos em função de seus parâmetros adimensionais característicos. A avaliação de seu comportamento fora de

projeto dependerá da sua concordância em relação à faixa de operação considerada adequada para determinada aplicação.

Na figura 7, observa-se, para diferentes velocidades de rotação do equipamento, a relação entre a variação da razão de compressão e a vazão mássica de ar no compressor. A junção da extremidade esquerda das curvas de velocidade constante forma a chamada linha de surto (*surge line*, como indicada na figura), enquanto a extremidade direita das mesmas curvas indica a ocorrência da bloqueio do compressor. Adicionalmente, a eficiência isoentrópica pode ser plotada em função da vazão mássica (figura 8), para cada velocidade de rotação.

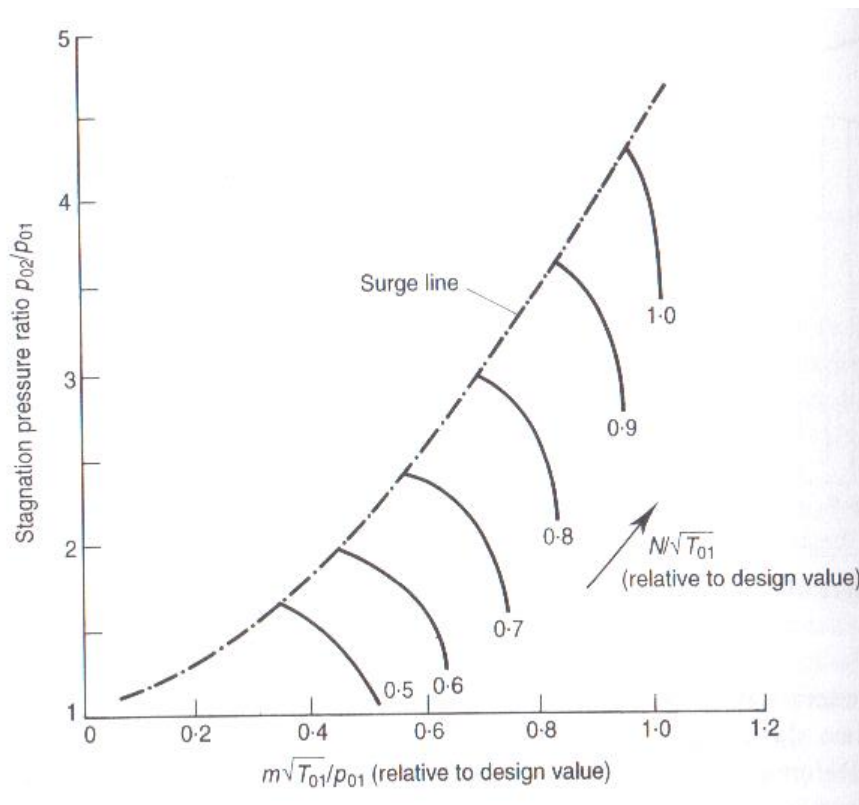


Fig. 7: Curvas de operação características (carta) de um compressor axial (SARAVANAMUTTOO, 2001).

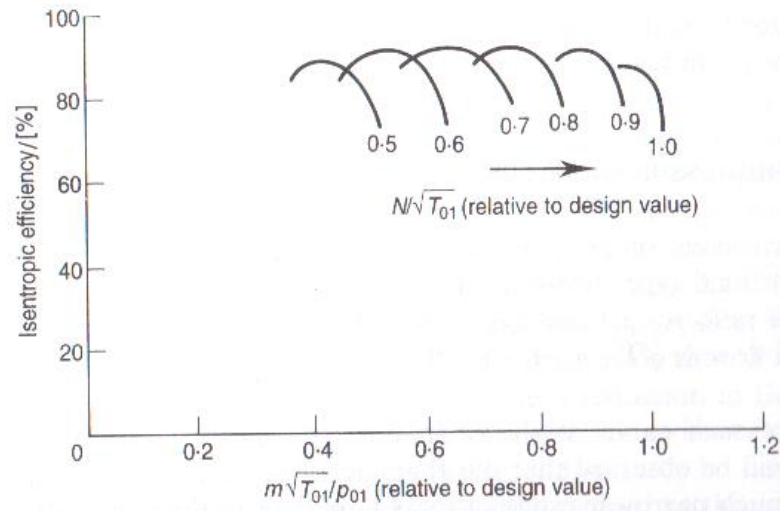


Fig. 8: Curvas de operação características (carta) de um compressor axial (SARAVANAMUTTOO, 2001).

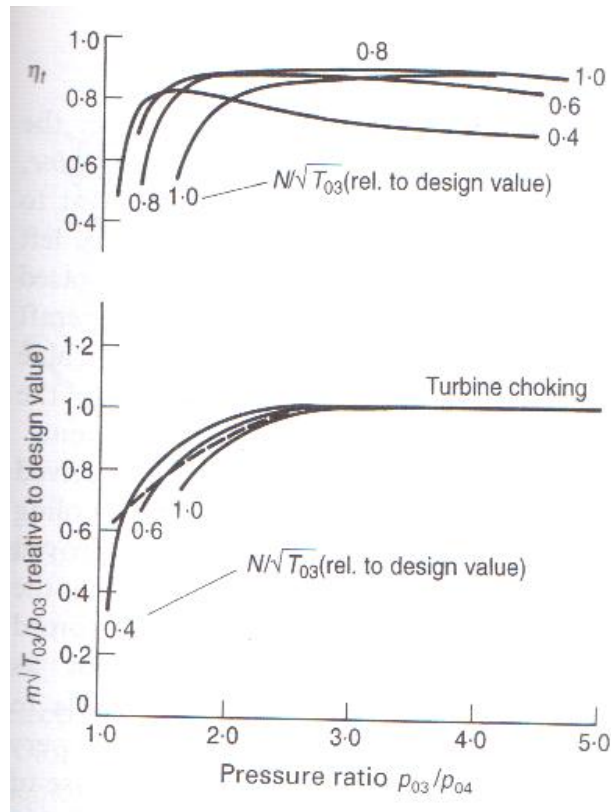


Fig. 9: Curvas de operação características (carta) de uma turbina (SARAVANAMUTTOO, 2001).

De forma análoga, o desempenho da turbina também pode ser expresso através de curvas como as da figura 9. A eficiência isoentrópica e a vazão mássica são plotadas em função da razão de pressões da turbina, para cada velocidade de rotação. A vazão mássica atinge um pico no momento em que ocorre a bloqueio da turbina (indicada como *turbine choking*, na figura 9).

Na elaboração das cartas características dos equipamentos, faz-se uso dos seguintes parâmetros adimensionais:

$$\text{Adimensional de vazão: } \frac{m_1\sqrt{T_1}}{p_1}, \frac{m_3\sqrt{T_3}}{p_3}$$

$$\text{Adimensional de velocidade: } \frac{N_1}{\sqrt{T_1}}, \frac{N_3}{\sqrt{T_3}}$$

$$\text{Razão de compressão: } \frac{p_2}{p_1}, \frac{p_3}{p_4}$$

Onde m_1 , N_1 , T_1 , e p_1 são a vazão mássica, a rotação, a temperatura e a pressão na entrada do compressor e m_3 , N_3 , T_3 , e p_1 são a vazão mássica, a rotação, a temperatura e a pressão na entrada da turbina. Os parâmetros p_2 e p_4 referem-se às pressões de saída do compressor e da turbina, respectivamente.

3.4.2. Turbinas a gás de eixo único

Já apresentadas na seção 3.2.1, estas turbinas costumam operar sob condições de carga e velocidade constantes correspondentes a um gerador elétrico. Serão apresentados dois métodos utilizando a premissa de que, dadas uma nova potência de saída requerida ou novas condições climáticas (que influiriam na pressão, temperatura e umidade do ar de entrada), seja possível estimar o que ocorre em todo o ciclo da turbina.

Serão admitidos os seguintes parâmetros conhecidos:

- potência de saída requerida;

- velocidade de rotação N_1 ;
- pressão de entrada no compressor p_1 ;
- temperatura de entrada no compressor T_1 ;
- umidade relativa do fluido de entrada.

A temperatura e a umidade na entrada servirão para o cálculo das constantes R_1 (constante do gás) e γ_1 (constante isoentrópica) do fluido. Além disso, serão desprezados as perdas na admissão e na exaustão dos gases (de forma que $p_4 = p_1$) e os efeitos do resfriamento das pás da turbina no funcionamento do equipamento. Admite-se também que não há vazamentos no ciclo.

3.4.2.1. 1º Método de predição, segundo Razak (2007)

Este método serve como base para o simulador utilizado mais à frente neste trabalho.

Os passos propostos são os seguintes:

1º Passo: Estimativas

Estimam-se a vazão mássica de entrada no compressor m_1 , a razão de compressão $\frac{p_2}{p_1}$ e a temperatura de entrada na turbina T_3 .

2º Passo: Compressor

Calcula-se o adimensional de vazão do compressor $\frac{m_1 \sqrt{\frac{R_1 T_1}{\gamma_1}}}{p_1}$.

A partir deste adimensional e da razão de compressão, chega-se ao adimensional de velocidade $\frac{N_1}{\sqrt{\gamma_1 R_1 T_1}}$ e à eficiência isoentrópica η_{12} através da interpolação do diagrama de características do compressor em questão (semelhante ao da fig. 7).

Calculam-se, também, a pressão e a temperatura na saída do compressor e a velocidade na entrada a partir das expressões:

$$p_2 = p_1 \frac{p_2}{p_1} \quad (8)$$

$$T_2 = T_1 + \frac{T_1}{\eta_{12}} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma_a - 1}{\gamma_a}} \right] \quad (9)$$

$$N_1 = \sqrt{\gamma_1 R_1 T_1} \frac{N_1}{\sqrt{\gamma_1 R_1 T_1}} \quad (10)$$

Onde γ_a é tomado como a constante isoentrópica numa temperatura média entre T_1 e T_2 . Nesta etapa, deve ser feita a verificação entre a velocidade N_1 calculada e a exigida pela carga em questão (valor conhecido). Se forem diferentes entre si, os cálculos devem ser refeitos até que ambos se igualem.

Finalmente, calcula-se a potência absorvida pelo compressor:

$$P_{comp} = m_1 \times c_{pa} (T_2 - T_1) \quad (11)$$

Onde c_{pa} é o calor específico à pressão constante numa temperatura média entre T_1 e T_2 .

3° Passo: Câmara de combustão

A partir da temperatura estimada T_3 e da calculada T_2 , encontra-se um valor para a vazão de combustível mf através de diagramas de combustão como o da fig. 10.

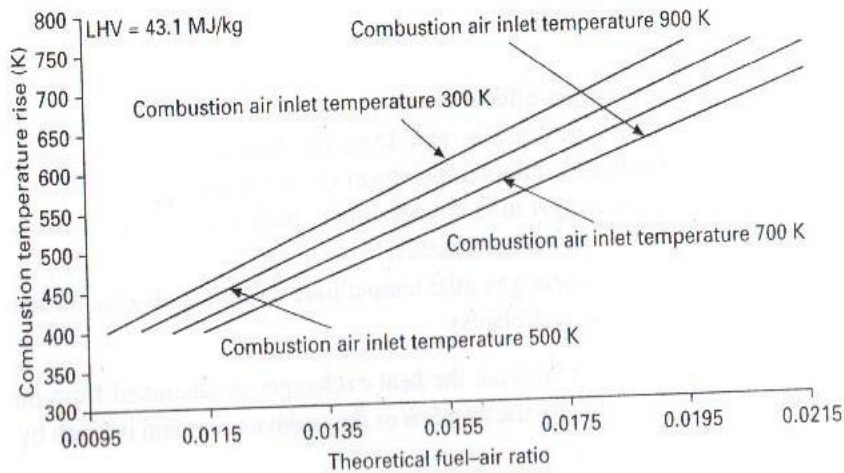


Fig. 10: Diagrama da temperatura de combustão em função da relação combustível-ar.
(RAZAK, 2007)

Calcula-se a pressão de saída da câmara de combustão p_3 com uso das expressões 12 e 13.

$$\frac{\Delta p_{23}}{p_2} = PLF \times \left(\frac{m_2 \sqrt{\frac{R_2 T_2}{k_2}}}{P_2} \right)^2 k_2 + \left[K_1 + K_2 \left(\frac{T_3}{T_2} - 1 \right) \right] \quad (12)$$

$$p_3 = p_2 \times \left(1 - \frac{\Delta p_{23}}{p_2} \right) \quad (13)$$

Onde PLF é fator de perda de carga e K_1 e K_2 são as perdas devidas à fricção e à troca de calor no combustor, respectivamente (que são tabeladas). Considera-se a continuidade do escoamento, logo $m_2 = m_1$.

Chega-se, por fim, à vazão mássica na saída da câmara de combustão.

$$m_3 = m_2 + mf \quad (14)$$

4° Passo: Turbina

Segue-se, aqui, um procedimento semelhante ao adotado em relação ao compressor.

Calculam-se, primeiramente, o adimensional de vazão da turbina $\frac{m_3 \sqrt{\frac{R_3 T_3}{\gamma_3}}}{p_3}$, a razão de compressão $\frac{p_3}{p_4}$ e o adimensional de velocidade $\frac{N_3}{\sqrt{\gamma_3 R_3 T_3}}$.

A partir da razão $\frac{p_3}{p_4}$ e do adimensional de velocidade calculado (no ponto 3), chega-se

a um novo adimensional de vazão $\left(\frac{m_3 \sqrt{\frac{R_3 T_3}{\gamma_3}}}{p_3} \right)_c$ e à eficiência isoentrópica η_{34} através da

interpolação do diagrama característico da turbina em questão. Nesta etapa, deve ser feita a verificação entre o adimensional de vazão calculado e o obtido no diagrama de características. Se forem diferentes entre si, deve-se estimar uma nova temperatura T_3 e os cálculos devem ser refeitos até que os adimensionais se igualem.

Calcula-se a temperatura de saída da turbina T_4 e sua potência de saída P_{turb} através das expressões 15 e 16.

$$T_4 = T_3 - T_3 \eta_{34} \left[1 - \left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{\gamma_g - 1}{\gamma_g}} \right] \quad (15)$$

$$P_{turb} = m_3 \times c_{pg}(T_3 - T_4) \quad (16)$$

Onde γ_g e c_{pg} são as constantes referentes a uma temperatura média entre T_3 e T_4 .

Verificação: Além das verificações já explicadas no procedimento, há uma última comparação a ser feita para que se efetive a convergência do método. Calcula-se a potência líquida do equipamento através da expressão 17.

$$P_{liq} = P_{turb} - P_{comp} \quad (17)$$

Se o valor obtido não condizer com a potência requerida pela turbina a gás (valor conhecido), deve ser estimada uma nova razão de compressão $\frac{p_2}{p_1}$ e os cálculos devem ser refeitos até que ambos se igualem.

Através do método descrito, podem-se determinar linhas de operação referentes a cada adimensional de velocidade do compressor, como é visto na fig. 11. Considerando a situação de geração de eletricidade a partir de uma turbina a gás de eixo único, tem-se que, inicialmente, sua velocidade cresce ao longo da linha relativa à ausência de carga (*No load line*, na fig. 11). Assim que a velocidade atinge a rotação síncrona do gerador, desenvolve-se uma linha de operação que varia de acordo com as condições iniciais de funcionamento (*Load running line*). Nota-se que, quando a temperatura ambiente é menor do que uma dada referência, a velocidade de operação da turbina e a vazão mássica do escoamento crescem; por outro lado, se a temperatura ambiente for maior que a mesma referência, tanto a velocidade de operação quanto a vazão mássica tornam-se menores.

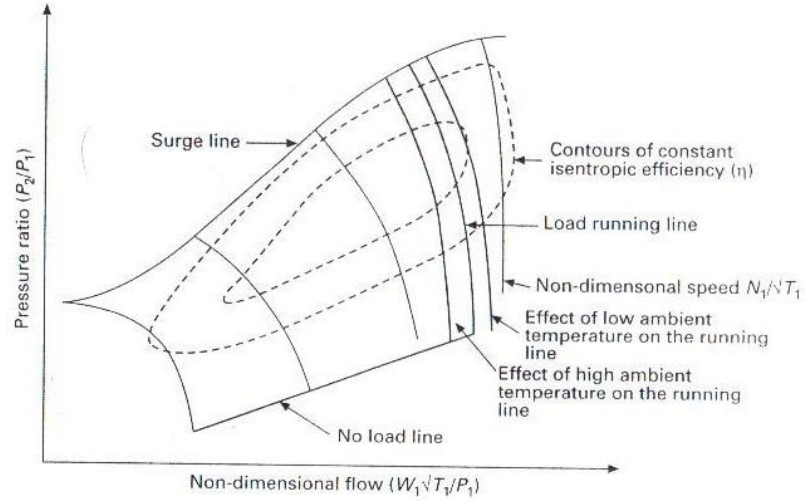


Fig. 11: Curvas de operação de uma turbina a gás de eixo único. (RAZAK, 2007)

3.4.2.2. 2º Método de predição, segundo Saravanamuttoo et al. (2001)

A diferença em relação ao método anterior baseia-se na sequência proposta de estimativas de parâmetros. Enquanto Razak (2007) propõe, já no primeiro passo, que o ponto da curva do compressor (que inclui a vazão mássica de entrada m_1 e a razão de compressão $\frac{p_2}{p_1}$) seja escolhido juntamente a uma temperatura de entrada na turbina T_3 , Saravanamuttoo et al. (2001) propõem um procedimento totalmente baseado no uso dos termos adimensionais e das equações de compatibilidade, como será mostrado nos passos a seguir.

1º Passo: É escolhida, na carta do compressor (como a da figura 7), uma linha de velocidade N constante e um ponto nesta curva. Estarão definidos, então, os seguintes adimensionais:

$$\frac{N}{\sqrt{T_{01}}}; \frac{m\sqrt{T_{01}}}{p_{01}}; \frac{p_{02}}{p_{01}}; \eta_c$$

2º Passo: Os adimensionais referentes ao compressor são utilizados, agora, para definir o ponto de operação correspondente na carta da turbina (como a da fig. 9).

Para tanto, utilizam-se expressões a partir da relação de acoplamento entre compressor e turbina, denominadas equações de compatibilidade. Pode-se estabelecer a sincronia entre os dois equipamentos através de duas características:

- Rotação

$$\frac{N}{\sqrt{T_{03}}} = \frac{N}{\sqrt{T_{01}}} \times \sqrt{\frac{T_{01}}{T_{03}}} \quad (18)$$

- Vazão:

$$\frac{m_3 \sqrt{T_{03}}}{p_{03}} = \frac{m_1 \sqrt{T_{01}}}{p_{01}} \times \frac{p_{01}}{p_{02}} \times \frac{p_{02}}{p_{03}} \times \sqrt{\frac{T_{03}}{T_{01}}} \times \frac{m_3}{m_1} \quad (19)$$

Assumindo que não haja vazamentos, tem-se: $m_1 = m_3 = m$. Assim, a expressão (19) pode ser reescrita como:

$$\frac{m \sqrt{T_{03}}}{p_{03}} = \frac{m \sqrt{T_{01}}}{p_{01}} \times \frac{p_{01}}{p_{02}} \times \frac{p_{02}}{p_{03}} \times \sqrt{\frac{T_{03}}{T_{01}}} \quad (20)$$

Analisando termo a termo, percebe-se que a razão de pressões de entrada e saída da câmara de combustão pode ser dada como constante e depende da perda de carga (Δp_b) nesta etapa:

$$\frac{p_{03}}{p_{02}} = 1 - \frac{\Delta p_b}{p_{02}} \quad (21)$$

Além disso, já são conhecidos os adimensionais $\frac{m \sqrt{T_{01}}}{p_{01}}$ e $\frac{p_{01}}{p_{02}}$: através da carta do compressor.

Também já é possível encontrar $\frac{m \sqrt{T_{03}}}{p_{03}}$. Assumindo que não há perdas de carga na entrada e na saída da turbina a gás, pode-se dizer que as pressões de entrada e saída são iguais à pressão atmosférica:

$$p_a = p_{01} = p_{04}$$

Tal simplificação permite que a razão de pressões da turbina seja calculada:

$$\frac{p_{03}}{p_{04}} = \frac{p_{03}}{p_{02}} \times \frac{p_{02}}{p_{01}} \quad (22)$$

Através da carta da turbina, encontra-se, então, o adimensional $\frac{m\sqrt{T_{03}}}{p_{03}}$.

Conhecendo a temperatura ambiente (T_{01}), acha-se a temperatura de entrada na turbina (T_{03}) através da expressão de compatibilidade da vazão (20).

Finalmente, acha-se $\frac{N}{\sqrt{T_{03}}}$ a partir da equação de compatibilidade da rotação (18).

Juntamente ao adimensional $\frac{p_{03}}{p_{04}}$, encontra-se, na carta da turbina, o seu rendimento η_T .

3° Passo: Falta verificar se o trabalho gerado é compatível com a demanda. Para tanto, é preciso saber como a potência varia com a velocidade.

São calculadas as diferenças de temperatura na turbina e no compressor:

- Compressor

$$\Delta T_{012} = \frac{T_{01}}{\eta_c} \times \left[\left(\frac{p_{02}}{p_{01}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right] \quad (23)$$

- Turbina

$$\Delta T_{034} = \eta_T \times T_{03} \times \left[1 - \left(\frac{p_{04}}{p_{03}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right] \quad (24)$$

Pode ser calculada também a vazão mássica:

$$m = \frac{m\sqrt{T_{01}}}{p_{01}} \times \frac{p_a}{\sqrt{T_a}} \quad (25)$$

A saída de potência líquida (P_{liq}) correspondente ao ponto de operação selecionado pode ser obtida da seguinte forma:

$$P_{liq} = m c_{pg} \Delta T_{034} - \frac{1}{\eta_M} m c_{pa} \Delta T_{012} \quad (26)$$

Onde:

η_M : eficiência mecânica do conjunto compressor-turbina

A repetição destes 3 passos para diferentes pontos de operação escolhidos na carta de operação do compressor também permite a construção de linhas de equilíbrio (rendimento isentrópico constante), já mostradas na figura 11. A compatibilidade é assegurada quando a potência calculada pela expressão (26) é igual à demanda de potência conhecida.

Saravanamuttoo et al. (2001) propõem também uma discussão acerca da operação da turbina a gás através da equação de compatibilidade da vazão:

$$\frac{m_3 \sqrt{T_{03}}}{p_{03}} = \frac{m_1 \sqrt{T_{01}}}{p_{01}} \times \frac{p_{01}}{p_{02}} \times \frac{p_{02}}{p_{03}} \times \sqrt{\frac{T_{03}}{T_{01}}} \times \frac{m_3}{m_1} \quad (19)$$

Assumindo que, quando está gerando altas potências, a turbina encontra-se bloqueada, então $\frac{m_3 \sqrt{T_3}}{p_3}$ será mantido constante. Assume-se também que, se o compressor está próximo da condição de bloqueio (referente a altas velocidades), a variação do adimensional de vazão $\frac{m_1 \sqrt{T_1}}{p_1}$ em função de sua razão de compressão será muito baixa.

Finalmente, é considerado que a queda de pressão causada na combustão $\frac{p_2}{p_3}$ e a razão entre vazões $\frac{m_3}{m_1}$ sejam constantes. Dessa forma, para satisfazer a expressão 19 de compatibilidade, um aumento da razão de compressão do compressor $\frac{p_2}{p_1}$ implicaria num aumento da razão de temperaturas $\frac{T_3}{T_1}$. Na fig. 12, encontra-se um diagrama das linhas de operação (cada uma referente a um adimensional de velocidade) em função dessas razões.

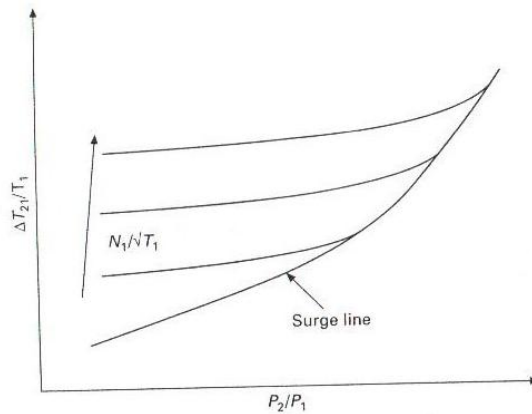


Fig. 12: Operação do compressor em função da relação entre temperaturas e de sua razão de compressão. (RAZAK, 2007)

Percebe-se que, para baixas razões de compressão, a relação entre as temperaturas é praticamente constante, já que a eficiência do compressor cai à medida que a operação se afasta do ponto de operação de projeto.

Razak (2007) também conclui que, quanto mais altas a razão de compressão do compressor e a temperatura de entrada da turbina, maior será a potência por ela produzida.

3.4.3. Turbinas a gás de eixo duplo e turbina de potência

Já apresentadas na seção 3.2.2, as turbinas de eixo duplo (fig. 13) respeitam as mesmas equações de compatibilidade (18) e (19) mostradas no método de Saravanamuttoo et al. (2001).

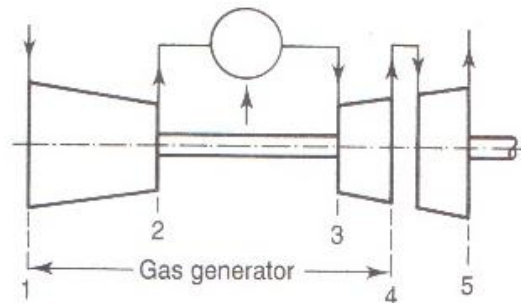


Fig. 13: Esquema de uma turbina de eixo duplo

No entanto, neste caso, a razão de pressões da turbina não é conhecida e deve-se igualar o trabalho da primeira turbina (a que atua como gerador de gás) ao do compressor. Dessa forma, a expressão (26) será substituída por:

$$\eta_M c_{pg} \Delta T_{034} = c_{pa} \Delta T_{012} \quad (27)$$

A diferença de temperaturas de entrada e saída da turbina pode ser expressa, então, como:

$$\frac{\Delta T_{034}}{T_{03}} = \frac{\Delta T_{012}}{T_{01}} \times \frac{T_{01}}{T_{03}} \times \frac{c_{pa}}{\eta_M c_{pg}} \quad (28)$$

Além disso, pode ser escrita uma nova expressão de compatibilidade de vazão entre entrada da turbina e saída do gerador de gás (ponto 4):

$$\frac{m\sqrt{T_{04}}}{p_{04}} = \frac{m\sqrt{T_{03}}}{p_{03}} \times \frac{p_{03}}{p_{04}} \times \sqrt{\frac{T_{04}}{T_{03}}} \quad (29)$$

Onde:

$$\sqrt{\frac{T_{04}}{T_{03}}} = \sqrt{\left(1 - \frac{\Delta T_{034}}{T_{03}}\right)} \quad (30)$$

$$\frac{\Delta T_{034}}{T_{03}} = \eta_T \times \left[1 - \left(\frac{p_{04}}{p_{03}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right] \quad (31)$$

Por fim, a razão de pressões na turbina de potência é calculada como:

$$\frac{p_{04}}{p_a} = \frac{p_{02}}{p_{01}} \times \frac{p_{03}}{p_{02}} \times \frac{p_{04}}{p_{03}} \quad (32)$$

A potência líquida da turbina de eixo duplo será igual, então, ao trabalho da própria turbina de potência:

$$P_{liq} = mc_p \Delta T_{045} \quad (33)$$

Onde:

$$\Delta T_{045} = \eta_{TP} \times T_{04} \times \left[1 - \left(\frac{p_a}{p_{04}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right] \quad (34)$$

$$T_{04} = T_{03} - \Delta T_{034} \quad (35)$$

A inclusão destas equações no método descrito para turbinas de eixo único completa a predição do comportamento das turbinas de eixo duplo. Para que a sequência de cálculos seja mostrada de forma mais sucinta, foi construído o fluxograma da fig. 14 (baseado em Saravanamuttoo et. al., 2007), indicando fórmulas e estimativas aplicáveis a este caso.

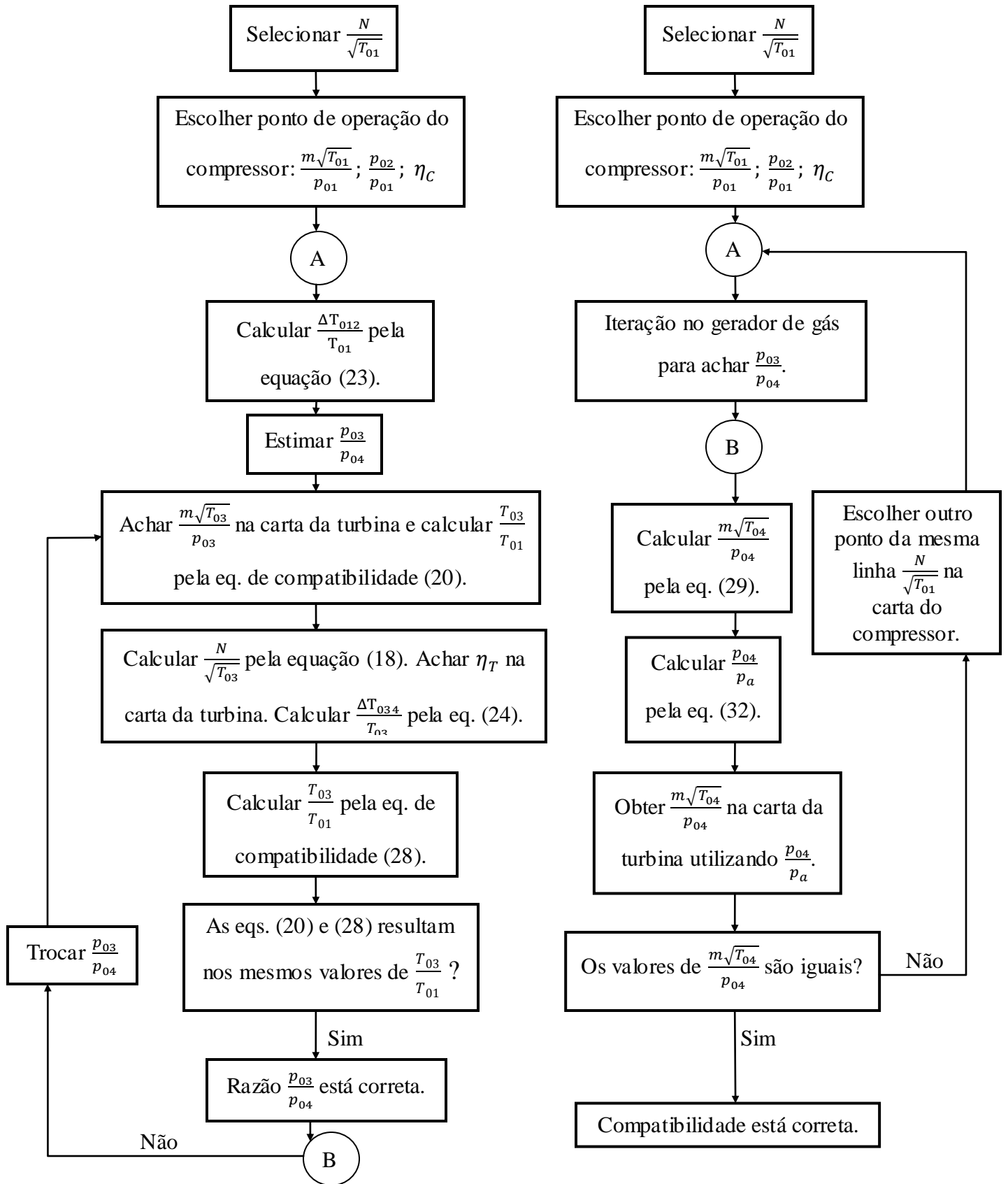


Fig. 14: Fluxograma do processo iterativo para as turbinas de eixo duplo.

4. METODOLOGIA

Após o entendimento dos métodos de análise fora de projeto expostos na seção 3.4, foram realizadas simulações no software desenvolvido pela *Gas Path Analysis*, que acompanha o livro de Razak (2007) e é citado no seu texto. O procedimento para aquisição dos dados pode ser resumido nos seguintes passos:

- Determinação das condições de operação que sejam convenientes ao estudo, ou seja, que podem apresentar flutuações nas aplicações práticas das turbinas a gás industriais dependendo do local onde estão instaladas ou de sua finalidade (exemplos: temperatura ambiente, potência gerada).
- Para cada condição de operação escolhida, foram fixados todos os outros parâmetros, preferencialmente respeitando a norma ISO 3977-2, que declara as condições de referência no funcionamento de turbinas a gás. Somente o parâmetro em questão foi variado em cada série de simulações; assim, sua influência isolada pôde ser observada após a reunião dos dados.
- Em cada simulação, os seguintes dados de saída foram coletados: potência gerada, rendimento térmico e emissões de CO, CO₂ e NO_x.
- Os dados permitiram a geração de gráficos e possibilitou a análise visual de tendências das saídas para cada condição estabelecida.
- Por fim, tais tendências foram analisadas e comparadas aos valores esperados de acordo com a teoria e aos próprios métodos alternativos que lidam com condições fora de projeto, como os fatores de correção.

Uma sequência análoga a esta foi implantada na série de simulações utilizando o simulador desenvolvido neste trabalho, envolvendo a aplicação direta das curvas características dos componentes de uma turbina comercial (LM2500+, fabricada pela *General Electric*).

5. RESULTADOS

5.1. Eixo Único (*Gas Path Analysis*)

Nesta seção, serão mostrados diagramas gerados a partir dos resultados obtidos nas simulações do software desenvolvido pela *Gas Path Analysis*, que acompanha o livro de Razak (2007). A análise feita será referente ao caso de uma turbina de eixo único, como a apresentada na seção 3.2.1. A interface visual do programa é mostrada na fig. 15.

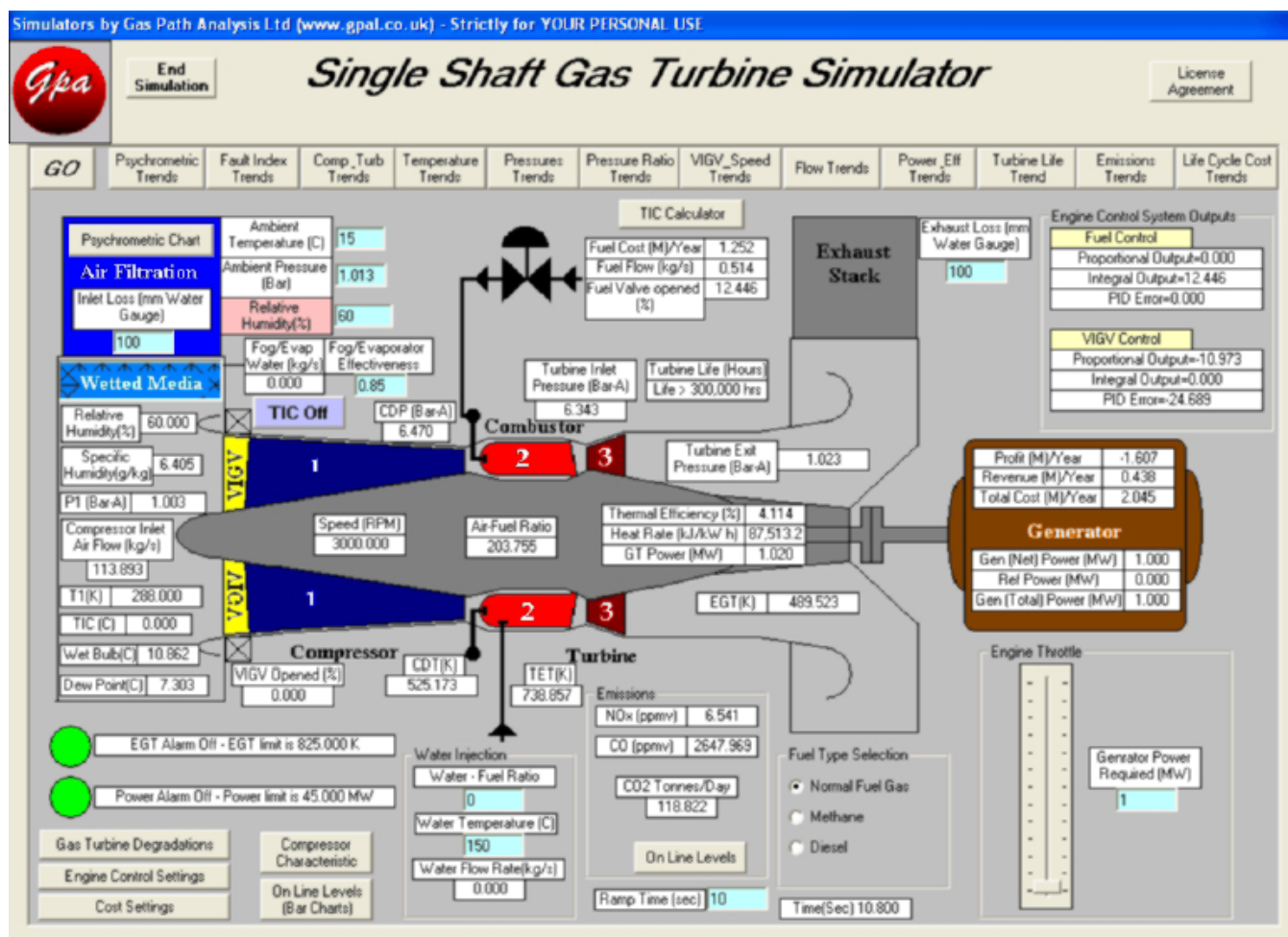


Fig. 15: Interface visual do simulador utilizado de turbinas a gás de eixo único

No esquema da fig. 15, os principais componentes estão representados por números, no centro: compressor (1), câmara de combustão (2) e turbina (3), bem como as principais informações de saída correspondentes ao seu funcionamento (eficiência térmica, rotação, potência de saída). Os parâmetros de entrada desses componentes são as condições

climáticas locais (pressão, temperatura e umidade relativa), as perdas de carga na entrada e na saída da turbina a gás e o grau de diluição (se houver) do combustível injetado na câmara. À direita, é representado um gerador, cuja potência solicitada também é um dos parâmetros de entrada da simulação. Há a possibilidade, ainda, da inserção de elementos como *intercoolers* e *chillers* de absorção para o aumento da potência produzida pela máquina.

A simulação é encerrada assim que a potência requerida seja atingida ou no momento em que um dos dois indicadores (um para temperatura dos gases de exaustão e outro para potência máxima gerada) acuse o limite imposto pelo usuário. Esta imposição é feita de forma que não haja queda acentuada na vida útil da turbina.

5.1.1. Influência da temperatura ambiente

Devido à possibilidade de grandes mudanças climáticas num local decorrentes das diferentes estações do ano, por exemplo, torna-se interessante a observação do comportamento da turbina quando submetida a diferentes valores de temperatura ambiente. Nas simulações referentes a este caso, adotaram-se os seguintes parâmetros de entrada do sistema:

- Pressão ambiente: 1,013 bar
- Umidade relativa: 60 %
- Razão água-combustível: 0
- Sem perdas de carga na entrada e na saída do equipamento
- Potência requerida: 60 MW

Nas figuras 16 e 17, são vistas as variações de potência gerada, rendimento e emissão de gases em função somente das diferentes temperaturas ambiente.

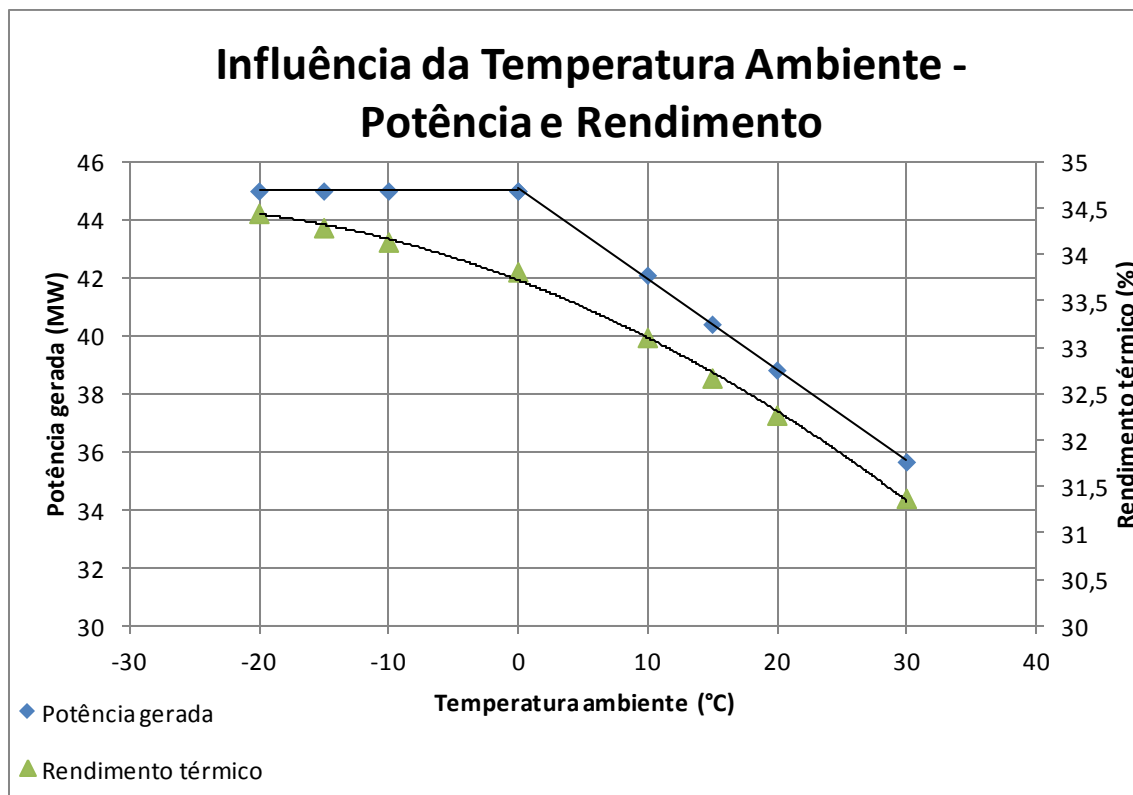


Fig. 16: Gráfico da variação da potência gerada e do rendimento térmico em função da temperatura ambiente.

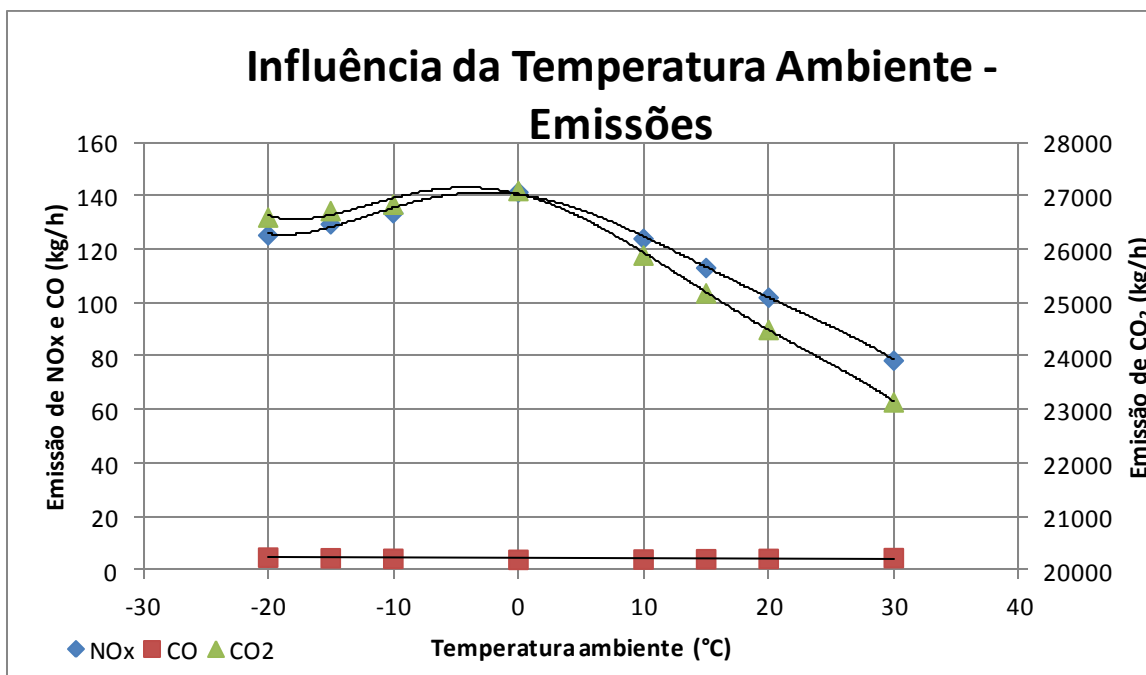


Fig. 17: Gráfico da variação das emissões de gases em função da temperatura ambiente.

Observa-se que, até 0 °C, a potência gerada é mais elevada do que nas faixas maiores de temperatura, de forma que o limitante, nesses casos, é o próprio valor máximo imposto de potência (45MW) para que a vida útil da turbina mantenha-se num patamar relativamente estável (acima de 100000 horas). Em temperaturas mais altas, tanto a potência quanto o rendimento apresentam uma tendência de queda, que é acompanhada também pelo valor da vida útil previsto (que cai para o intervalo entre 60000 e 70000 horas úteis).

Já em relação à emissão de gases, na figura 17, nota-se que não há uma regra simples para prevê-la conforme varia-se a temperatura: as quantidades de gases são as maiores à medida que a temperatura se aproxima de 0 °C. Nas proximidades desse valor, as vazões de NO_x e de CO₂ produzidas são de 140 kg/h e 27000 kg/h, respectivamente, enquanto a quantidade de CO é mantida em torno de 4,5 kg/h, aproximadamente, durante todo o intervalo testado. Tais proporções entre os diferentes gases foram notadas em praticamente todos os testes, respeitando esta mesma ordem de grandeza.

5.1.2. Influência da umidade

Da mesma forma que a influência da variação da temperatura foi observada, no item anterior, pretende-se, agora, constatar a evolução dos mesmos parâmetros conforme é variada a umidade relativa do ar, numa escala de 0,1% a 100%. Para tanto, foram estabelecidos os seguintes valores iniciais:

- Pressão ambiente: 1,013 bar
- Razão água-combustível: 0
- Sem perdas de carga na entrada e na saída do equipamento
- Potência requerida: 60 MW

Outra influência interessante, nos gráficos a seguir, é novamente a da temperatura, que foi estabelecida nos valores de 35, 15 e -5 °C em todas as simulações realizadas.

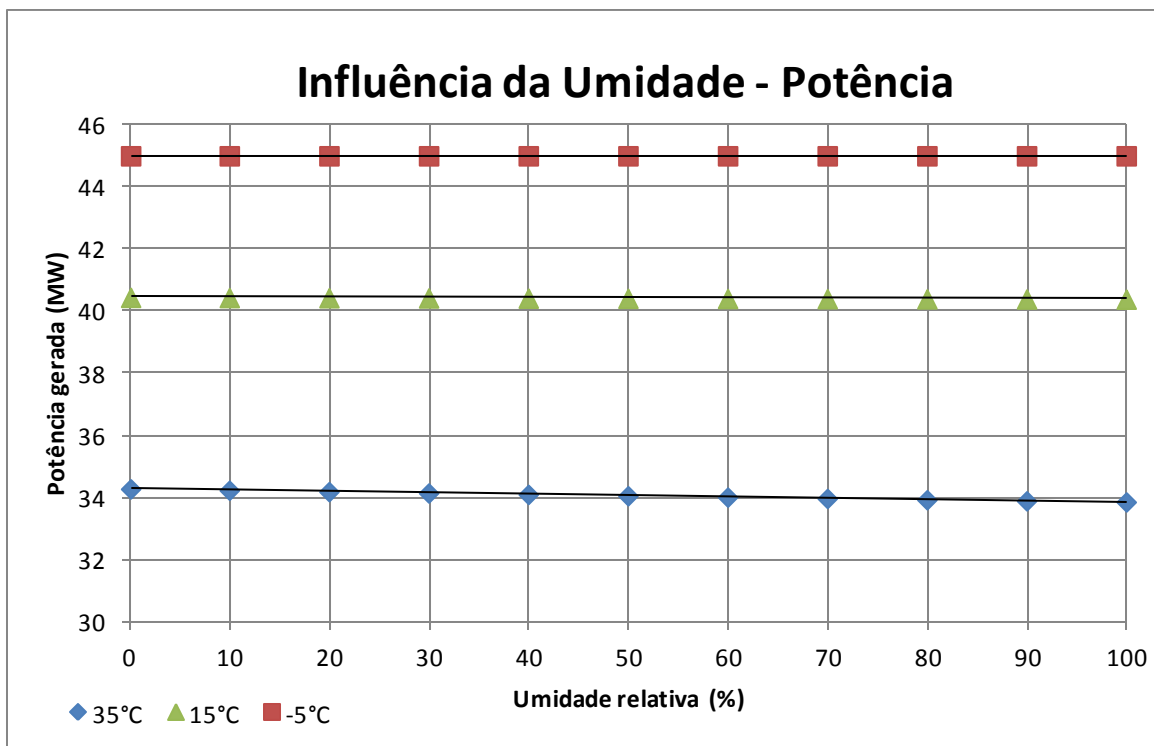


Fig. 18: Gráfico da variação da potência gerada função da umidade relativa (nas temperaturas de 35°C, 15° e -5°C).

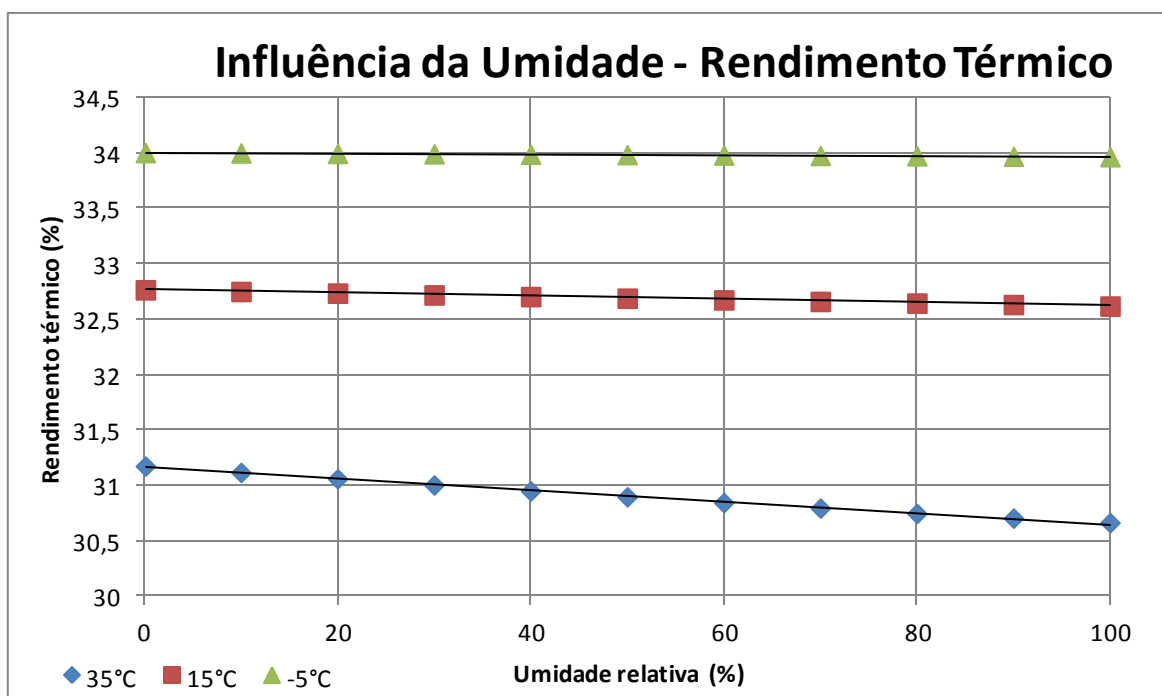


Fig. 19: Gráfico da variação do rendimento térmico em função da umidade relativa (nas temperaturas de 35°C, 15° e -5°C).

Em geral, como se vê nas figuras 18 e 19, tanto os valores de potência gerada quanto os de rendimento térmico não variam significativamente durante toda a faixa de umidade relativa testada, apesar de sempre mostrarem leve queda conforme há o aumento da mesma. A maior variação é vista no rendimento térmico a 35 °C, que decresce 0,5% entre os dois extremos de umidade impostos.

Por outro lado, notam-se grandes variações nos parâmetros decorrentes da mudança de temperatura. Conforme a temperatura é elevada em 20 °C (de -5 para 15 e de 15 para 35 °C), os valores de potência e de rendimento decrescem numa taxa entre 5 e 10%, aproximadamente, mostrando-se, então, uma condição climática bem mais influente do que a umidade relativa

As emissões foram novamente observadas e os resultados estão nas figuras 20 e 21.

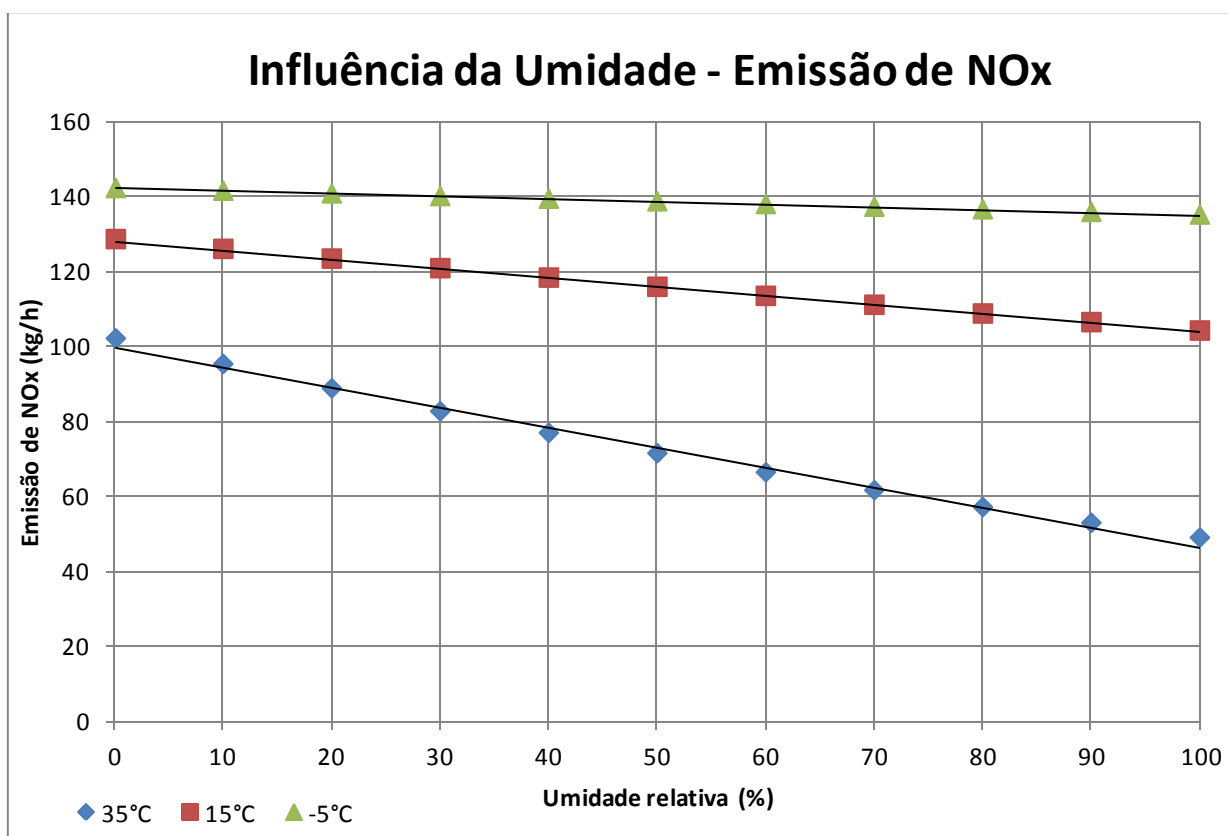


Fig. 20: Gráfico da variação da emissão de NO_x em função da umidade relativa (nas temperaturas de 35°C, 15° e -5°C).

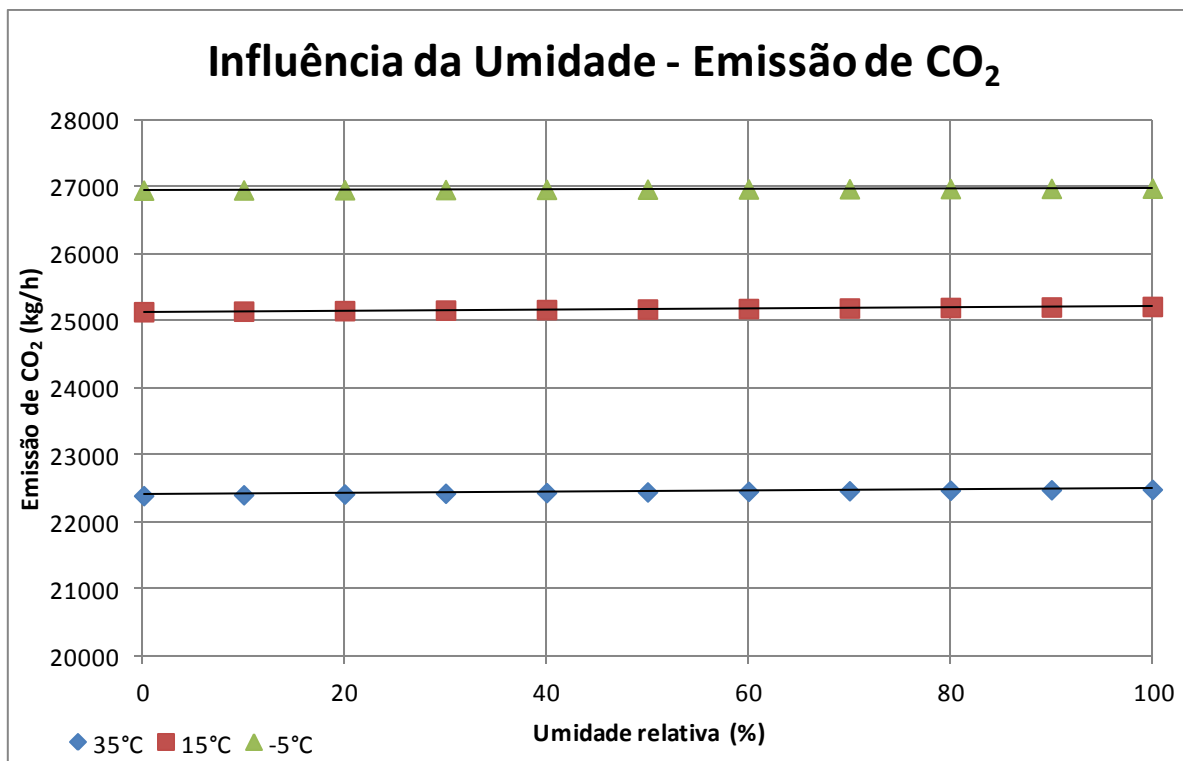


Fig. 21: Gráfico da variação da emissão de CO₂ em função da umidade relativa (nas temperaturas de 35°C, 15° e -5°C).

Em suma, pode-se dizer o mesmo que foi dito em relação à potência e ao rendimento: as maiores variações foram decorrentes da variação da temperatura, não da umidade relativa. Em menores temperaturas, são emitidas maiores quantidades de gases. A exceção se dá na produção de NO_x em altas temperaturas (a 35 °C, principalmente), onde a queda do volume produzido reduziu em 50% (de 100 para 50 kg/h) com o aumento da umidade relativa. A emissão de CO (que não se encontra plotada nos gráficos) manteve-se no mesmo patamar dos casos anteriores (próximo a 4,5 kg/h), sem mudanças significativas.

5.1.3. Influência da pressão ambiente

A altitude do local onde a turbina a gás encontra-se instalada pode ter influência significativa no seu funcionamento. Isto ocorre já que, entre outros parâmetros, há diferença na pressão ambiente do local da instalação, o que influi nas condições do ar de entrada do compressor. Paralelamente, pode ser vista a consequência da existência de perdas de carga no escoamento, tanto na entrada quanto na saída do equipamento.

Foram fixados, nestes testes, os seguintes parâmetros:

- Temperatura ambiente: 15 °C
- Umidade relativa: 60 %
- Razão água-combustível: 0
- Potência requerida: 37 MW

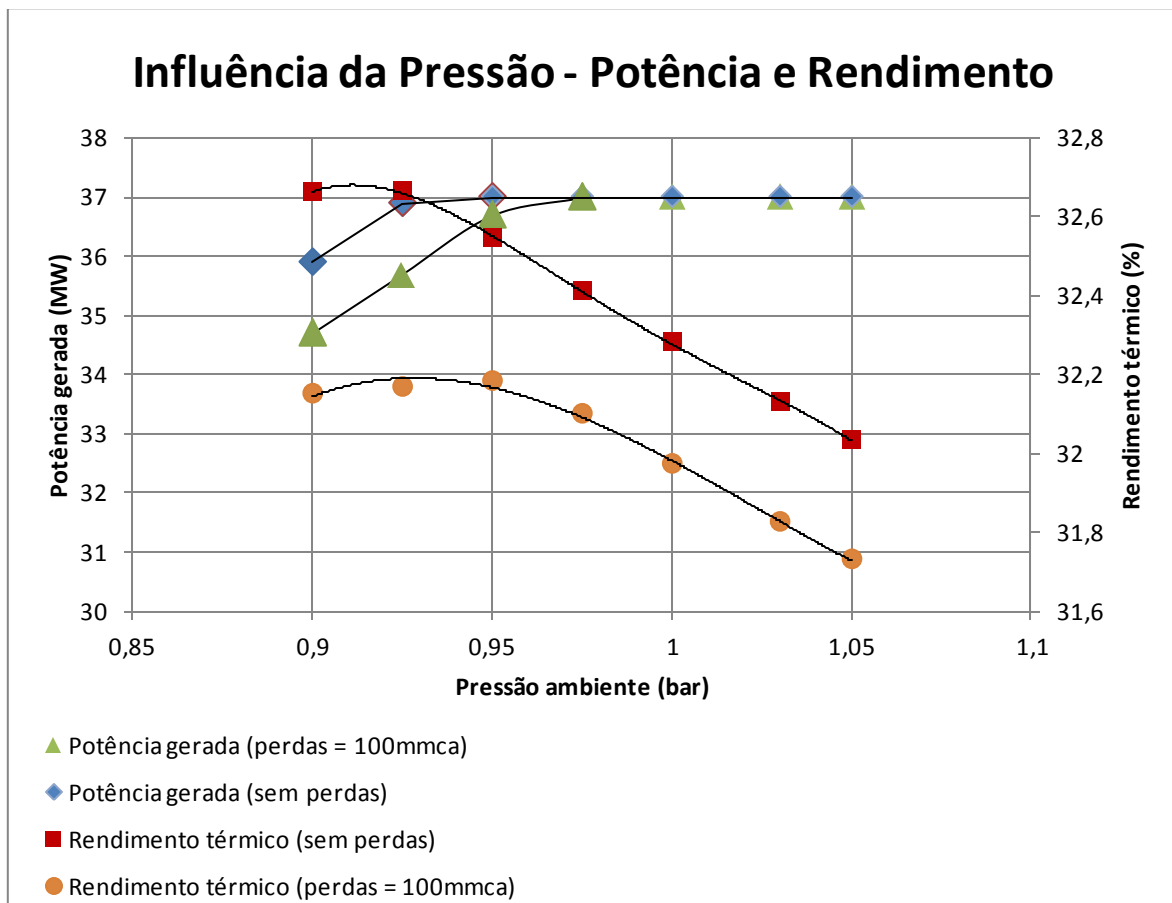


Fig. 22: Gráfico da variação da potência gerada e do rendimento térmico em função da pressão ambiente (com ou sem perdas de carga na entrada e na saída da máquina).

Avaliando, primeiramente, a influência da pressão ambiente (figura 22), nota-se certa estabilidade no rendimento térmico na faixa testada entre 0,9 e 0,95 bar e posterior queda de valores, que passam de 37 a 33% conforme o aumento de 1 bar no ambiente (para o caso sem perdas de carga, indicado em vermelho no gráfico). Por outro lado, a potência gerada é

crecente com o aumento da pressão e mostrou-se o limitante do processo nos casos simulados (foi imposto um limite de 37 MW gerados).

A influência da inserção de perdas de carga (de 100 mm de coluna d'água) na entrada e na saída da máquina revelou variações já previstas, indicando queda de rendimento e de potência gerada.

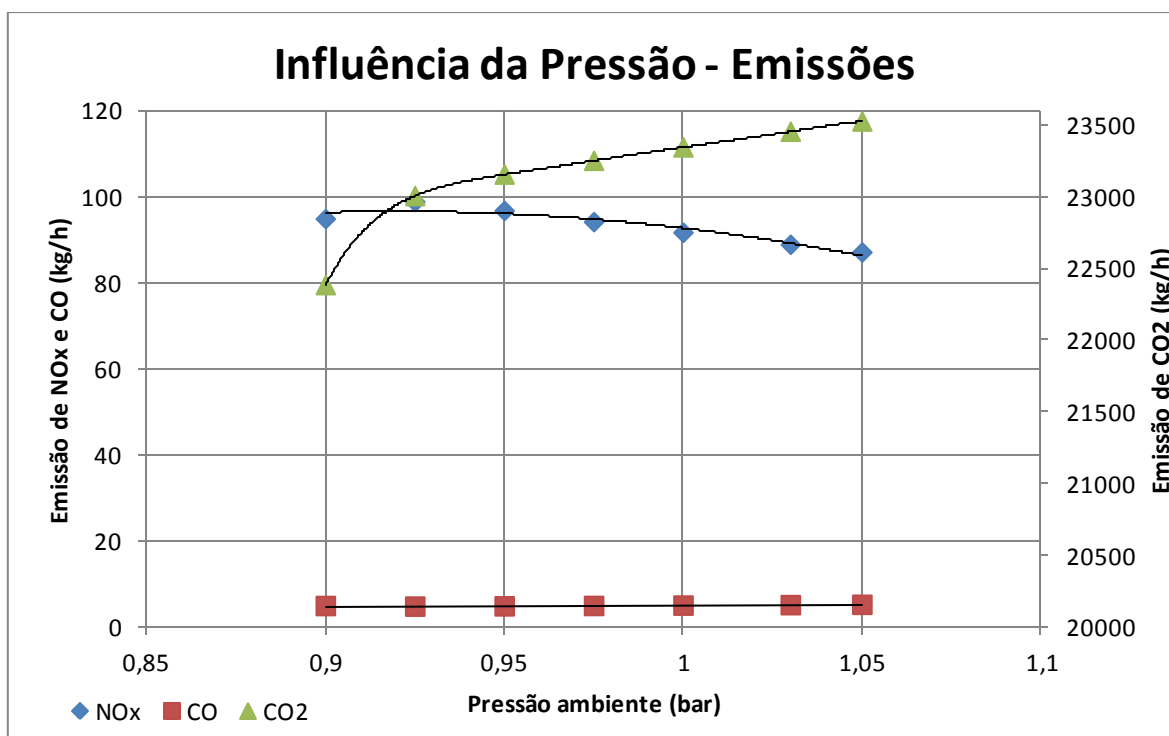


Fig. 23: Gráfico da variação das emissões de gases em função da pressão ambiente (sem perdas de carga na entrada e na saída da máquina).

A emissão de CO₂ mostrou-se a mais sensível dentre os 3 gases, tendo um acréscimo de 1000 kg/h no intervalo variado entre 0,9 e 1,05 bar. Mesmo assim, tal variação não foi tão significativa quanto a provocada pelo aumento da temperatura. Há diferença, também, no fato de que a tendência das emissões é mais previsível neste teste do que no caso das temperaturas, indicando, aqui, um claro aumento do volume produzido de CO₂ e um decréscimo permanente de NO_x conforme eleva-se a pressão. O CO, novamente, mostrou-se estável, porém numa quantidade mais elevada do que nos casos anteriores (emissão de 5 kg/h, aproximadamente).

5.1.4. Influência das perdas nos componentes

Além da influência das condições climáticas no funcionamento das turbinas a gás, é relevante também a consideração do desgaste de seus componentes. A sucção de resíduos indesejáveis junto com o ar atmosférico, por exemplo, é uma das razões da queda de rendimento do compressor, considerando a ausência de manutenção periódica adequada. Outro fator mais difícil de ser contornado é o desgaste natural dos componentes submetidos a movimento relativo dentro da máquina, prejudicando, por exemplo, a atuação da vedação que separa regiões de alta e baixa pressão.

Foram fixadas, então, todas as condições climáticas e as perdas de carga presentes novamente na entrada e na saída do equipamento:

- Temperatura ambiente: 15 °C
- Pressão ambiente: 1,013 bar
- Umidade relativa: 60 %
- Perdas de carga na entrada e na saída: 100 mmca
- Razão água-combustível: 0
- Potência requerida: 60 MW

As comparações foram feitas através da inserção de dois fatores distintos: perda da capacidade de escoamento (decorrente da obstrução da entrada do compressor, por exemplo) e perda de eficiência. Os resultados dos primeiros testes são expostos na tabela 2, onde a situação após a inserção do desgaste é comparada com a situação sem desgaste.

Tabela 2: Influência do desgaste dos componentes

Queda da eficiência da turbina	0%	0%	-1%
Queda da capacidade de escoamento do compressor	0%	-3%	-1,5%
Queda da eficiência do compressor	0%	-1%	-1%
Potência gerada (MW)	39,210	37,298	36,717
Potência na saída da turbina (MW)	40,010	38,059	37,466
Rendimento térmico (%)	32,219	31,718	31,078
Vida da turbina (horas)	80701	95380	100863
Emissão de NO _x (kg/h)	109,422	102,663	102,123
Emissão de CO (kg/h)	4,433	4,639	4,634
Emissão de CO ₂ (kg/h)	24785,55	23949,43	24062,06
Limitante	TGE (825K)	TGE (825K)	TGE (825K)

Observa-se, na tabela 2, o decréscimo dos valores de potência gerada e de rendimento térmico conforme há a inserção de perdas, tanto na turbina quanto no compressor. Nota-se que, mesmo para pequenas quedas de rendimento e de capacidade de escoamento dos componentes, ocorrem variações de até 5% dos valores de potência e de rendimento, revelando, então, uma influência significativa desse fator. O aumento da vida útil da turbina após a inserção das perdas deve-se exatamente à menor capacidade de geração de potência, que acarreta em menores solicitações ao equipamento. O limitante, em todos os casos, foi a temperatura dos gases de exaustão (TGE), fixada em 825K para a temperatura ambiente de 15 °C (288K) considerada.

5.1.5. Aumento da potência gerada

Devido às grandes variações de temperatura ambiente, por exemplo, que podem ocorrer de uma época à outra do ano em determinados locais e exercer grande influência no funcionamento das turbinas a gás (como já se mostrou nas seções anteriores), procura-se sempre melhorar seu desempenho, de forma a compensar tais perdas provocadas pelas condições climáticas.

O resfriamento do ar de entrada do equipamento é uma das técnicas empregadas para tal finalidade. Esse procedimento envolve a inserção de um sistema que resfrie o ar logo na entrada do compressor (*cooling system*), como se vê na figura 24.

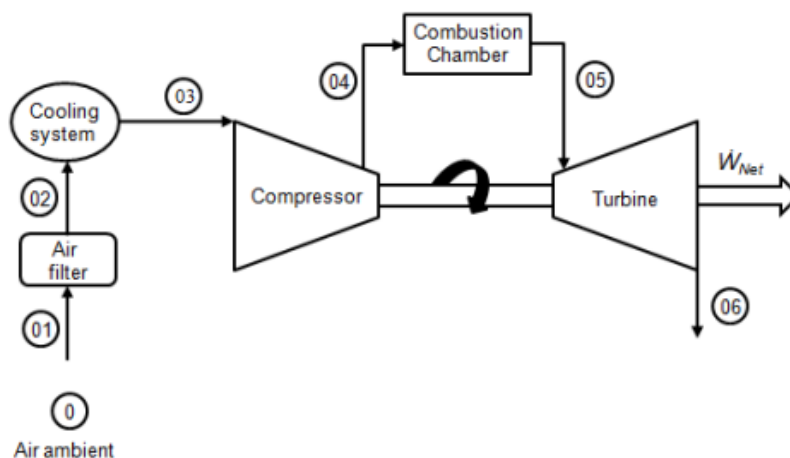


Fig. 24: Esquema da turbina a gás com sistema de resfriamento

O simulador permite a inserção de 2 categorias de sistema de resfriamento:

- Evaporativo: utiliza o próprio calor latente de vaporização da água para resfriar o ar ambiente (normalmente seco) da temperatura de bulbo seco à temperatura de bulbo úmido. Foram aplicados dois sistemas que seguem este princípio: o *wetted media* (tradicional) e o *fogging*, no qual a água é jorrada em forma de pequenas gotículas em direção ao ar seco (figura 25).

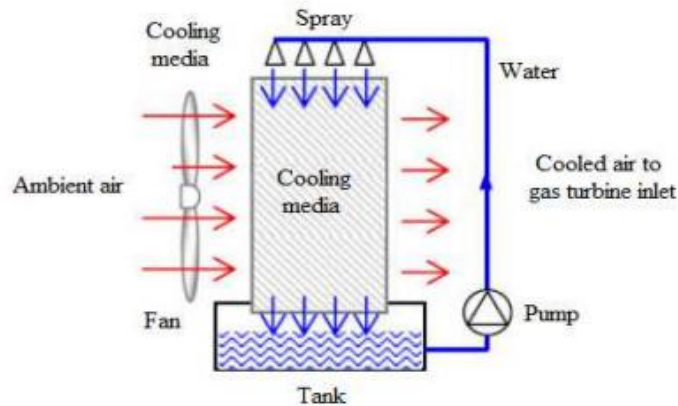


Fig. 25: Configuração típica de um sistema de resfriamento evaporativo *fogging*

- *Chiller* de absorção: sistema em que a energia dos gases de exaustão é utilizada para o resfriamento do ar de entrada do compressor. Um esquema simplificado é visto na figura 26.

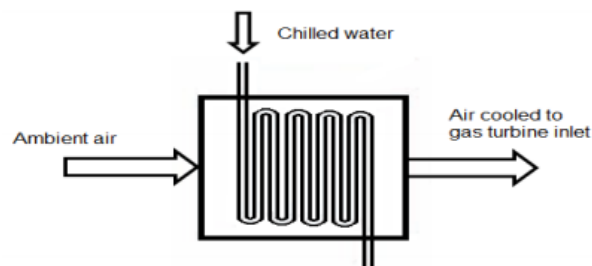


Fig.26: Esquema típico do *chiller* de absorção

A seguir, na tabela 3, encontram-se os resultados referentes às simulações desses 3 sistemas de refrigeração (sendo o *wetted media* testado com dois valores de eficácia).

Tabela 3: Influência dos sistemas de refrigeração do ar de entrada

	Sem sistema de refrigeração	<i>Wetted media</i> ($\varepsilon=0,85$)	<i>Wetted media</i> ($\varepsilon=0,95$)	<i>Fogging</i>	<i>Chiller</i>
Potência gerada (MW)	32,93	34,697	34,905	35,005	38,582
Potência na saída da turbina (MW)	33,602	35,405	35,617	35,719	39,369
Rendimento térmico (%)	30,357	30,859	30,915	30,941	32,001
Vida da turbina (horas)	71971	79147	80098	80608	83224
Emissão de NO _x (kg/h)	63,679	64,935	65,072	65,131	95,453
Emissão de CO (kg/h)	5,063	4,96	4,948	4,943	4,542
Emissão de CO ₂ (kg/h)	22092,38	22899,48	22994,77	23041,14	24554,54
TIC (°C)	0	5,727	6,401	6,738	18,053

Nota-se que todos os sistemas de refrigeração provocaram aumento da potência gerada pela turbina. Paralelamente, também houve aumento do rendimento térmico, sendo que o acréscimo mais acentuado foi provocado pelo *chiller* (aumento relativo de 8% no rendimento e de 18% na potência gerada). Tal aumento de produtividade tem consequências negativas na emissão de NO_x, por exemplo, na qual foi visto um acréscimo relativo de quase 50% no volume exaurido. O parâmetro TIC (*turbine inlet cooling*) representa a variação de temperatura causada pelo respectivo sistema no ar de entrada; o *chiller*, novamente, foi o que mostrou maior capacidade de resfriamento.

5.2. Eixo Duplo (*Gas Path Analysis*)

Ainda utilizando o software da *Gas Path Analysis*, analisa-se agora o caso de uma turbina de eixo duplo com turbina de potência, como a apresentada na seção 3.2.2. A interface visual do programa é mostrada na fig. 27.

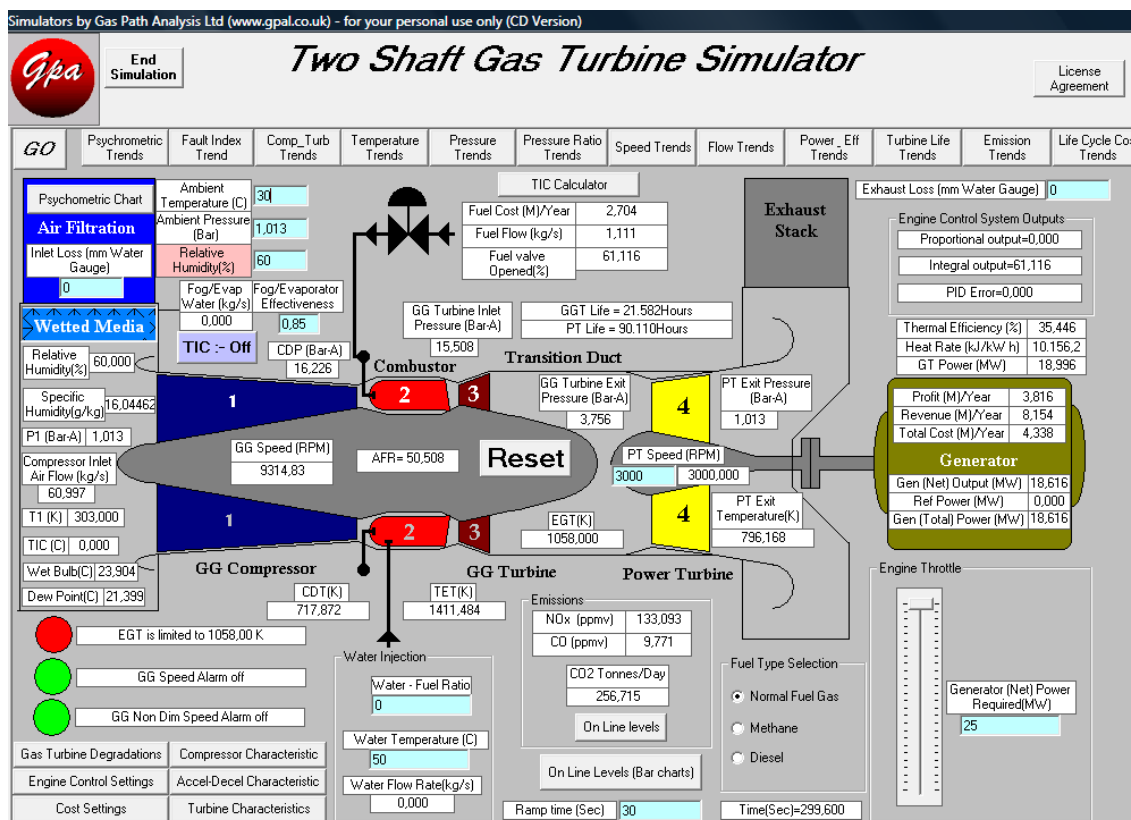


Fig. 27: Interface visual do simulador utilizado de turbinas a gás de eixo duplo

Nas seções a seguir são mostradas as influências das principais condições fora de projeto observadas nas simulações de eixo simples: temperatura ambiente e pressão ambiente.

5.2.1. Influência da temperatura ambiente

Nas simulações referentes a este caso, adotaram-se os seguintes parâmetros de entrada do sistema:

- Pressão ambiente: 1,013 bar
- Umidade relativa: 60 %
- Razão água-combustível: 0
- Sem perdas de carga na entrada e na saída do equipamento
- Potência requerida: 25 MW

Na figura 28, são vistas as variações de potência gerada e rendimento térmico em função somente das diferentes temperaturas ambiente.

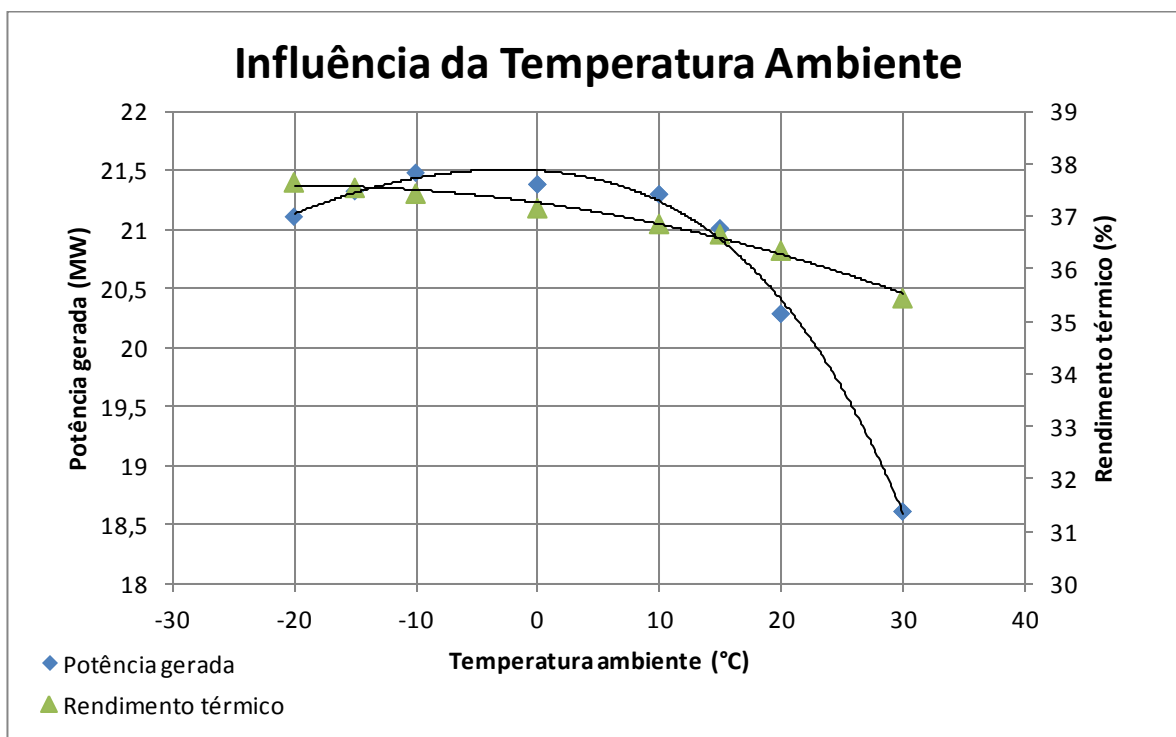


Fig. 28: Gráfico da variação da potência gerada e do rendimento térmico em função da temperatura ambiente.

Para as temperaturas mais elevadas (15°C, 20°C e 30°C), observa-se drástica queda de potência gerada associada a uma leve diminuição de rendimento térmico. Nesses casos, o fator limitante foi a temperatura de entrada da turbina do gerador de gás (fixada em $T_3=1058$ K). Como esperado, para as temperaturas mais baixas, ambos parâmetros mostraram-se mais elevados.

5.2.2. Influência da pressão ambiente

Foram fixados, nestes testes, os seguintes parâmetros:

- Temperatura ambiente: 15 °C
- Umidade relativa: 60 %
- Razão água-combustível: 0
- Sem perdas de carga na entrada e na saída do equipamento
- Potência requerida: 25 MW

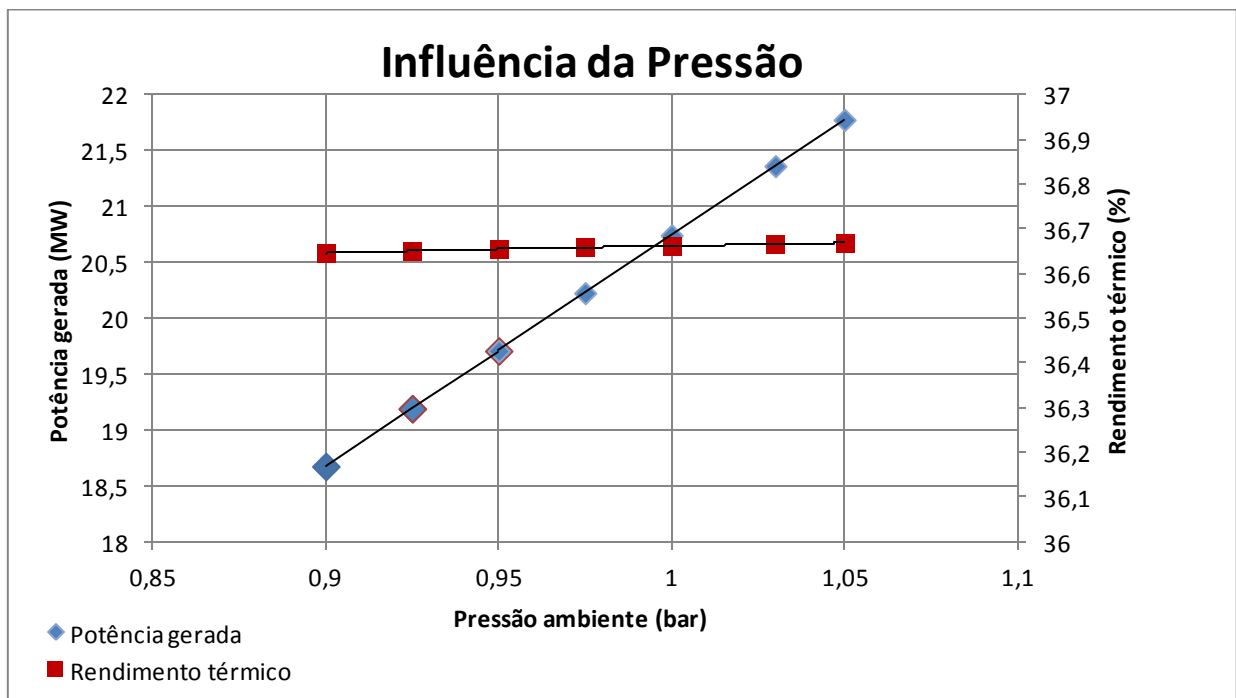


Fig. 29: Gráfico da variação da potência gerada e do rendimento térmico em função da pressão ambiente.

Nota-se pouca variação no rendimento térmico durante toda a faixa testada. Por outro lado, assim como na turbina de eixo simples, a potência gerada é crescente com o aumento da pressão. Para todos os casos, o limitante foi a temperatura de entrada na turbina do gerador de gás ($T_3=1058$ K).

5.3. Eixo Duplo (simulador próprio)

Nesta etapa, foi desenvolvido em Excel um simulador próprio seguindo o procedimento descrito na seção 3.4.3, proposto por Saravanamuttoo *et al.* (2001), para turbinas de eixo duplo com turbina de potência.

O equipamento escolhido para estudo foi a turbina aeroderivativa LM2500+, desenvolvida pela *General Electric*. Seus principais dados de projeto para operação em carga plena são mostrados a seguir:

Tabela 4: Desempenho da turbina LM2500+ nas condições de projeto ($T_1=15^\circ\text{C}$, $p_1=1,013 \text{ bar}$)

Fluxo mássico de entrada (kg/s)	88,4
Temperatura de saída ($^\circ\text{C}$)	533,8
Razão de pressões do compressor	23,54
Potência elétrica gerada (MW)	31,2
Rendimento térmico (%)	37,7

A adaptação das curvas características de seus componentes já havia sido realizada por Elmegaard e Haglind (2005) a partir das curvas originais mostradas no Anexo A. Dessa forma, os dados podem ser observados de forma mais próxima à indicada na literatura e mais conveniente para a aplicação do modelo. Elas são vistas nas figuras 30 a 35.

Convém esclarecer que, nas figuras a seguir, o fluxo mássico é corrigido em relação às condições ISO de temperatura e pressão. A expressão para o termo corrigido é a seguinte:

$$\dot{m}_{\text{corrigido}} = \frac{\dot{m} \sqrt{\frac{T}{T_{\text{padrão}}}}}{\frac{p}{p_{\text{padrão}}}} \quad (36)$$

Onde $T_{\text{padrão}} = 15^\circ\text{C}$ e $p_{\text{padrão}} = 1,013 \text{ bar}$ (condições ISO).

Além disso, as velocidades de rotação (indicadas por n) são sempre relativas à velocidade de projeto do equipamento.

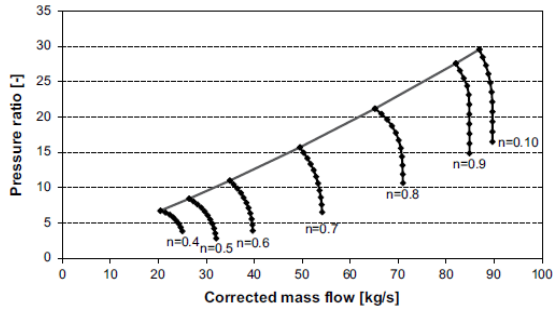


Fig. 30: Mapa do compressor, mostrando razão de pressões e fluxo mássico corrigido.

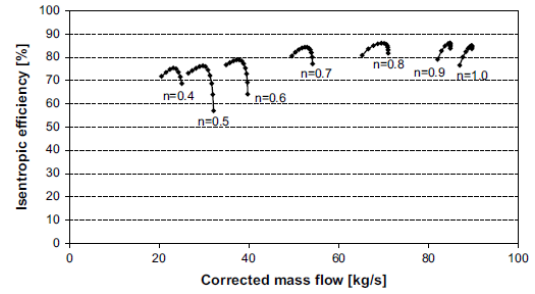


Fig. 31: Mapa do compressor, mostrando rendimento isentrópico e fluxo mássico corrigido.

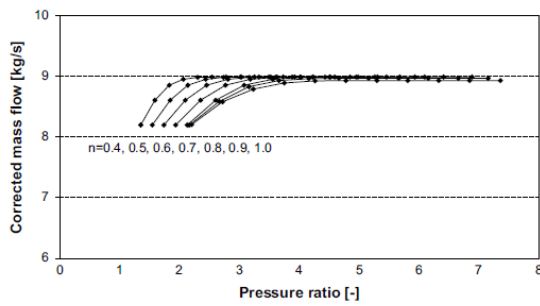


Fig. 32: Mapa da turbina do compressor, mostrando razão de pressões e fluxo mássico corrigido.

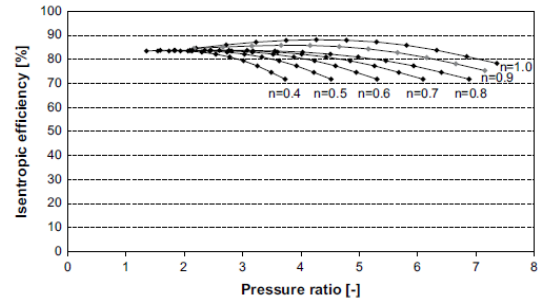


Fig. 33: Mapa da turbina do compressor, mostrando rendimento isentrópico e fluxo mássico corrigido.

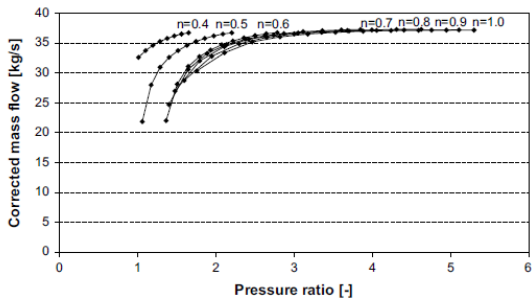


Fig. 34: Mapa da turbina de potência, mostrando razão de pressões e fluxo mássico corrigido.

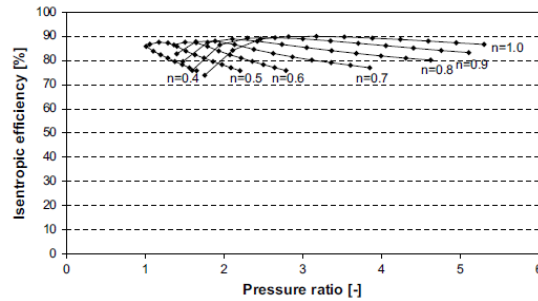


Fig. 35: Mapa da turbina de potência, mostrando rendimento isentrópico e fluxo mássico corrigido.

Assim como na seção 5.2, são mostradas nas figuras 36 e 37 as influências da temperatura ambiente e da pressão ambiente na potência gerada do equipamento.

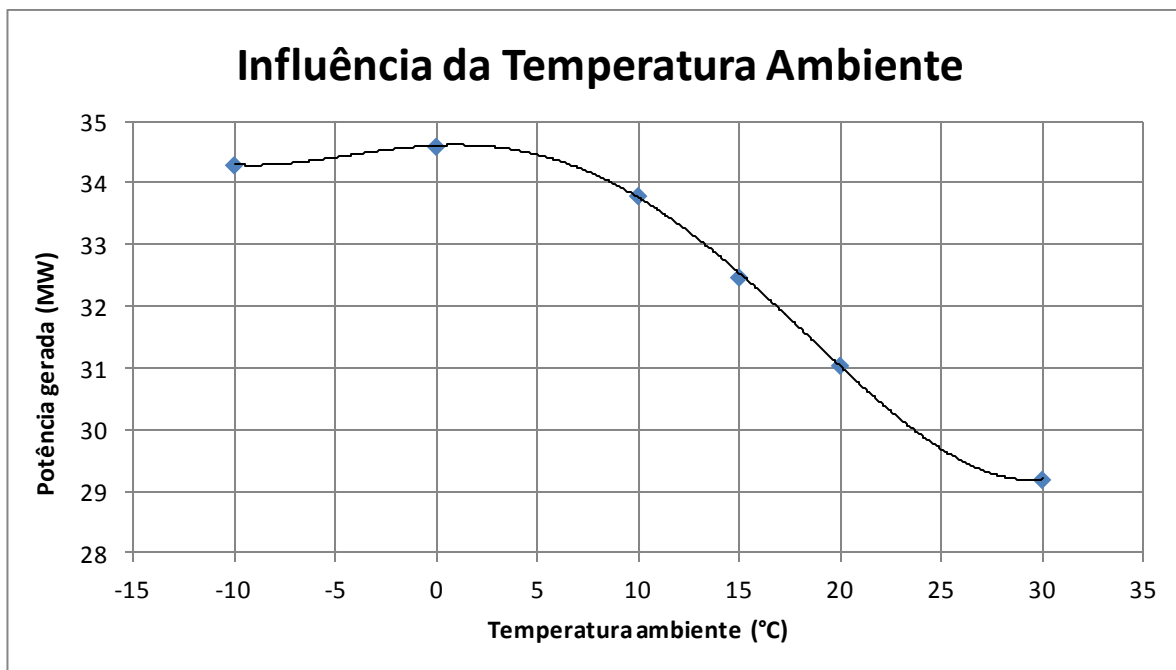


Fig. 36: Gráfico da variação da potência gerada em função da temperatura ambiente (simulador próprio).

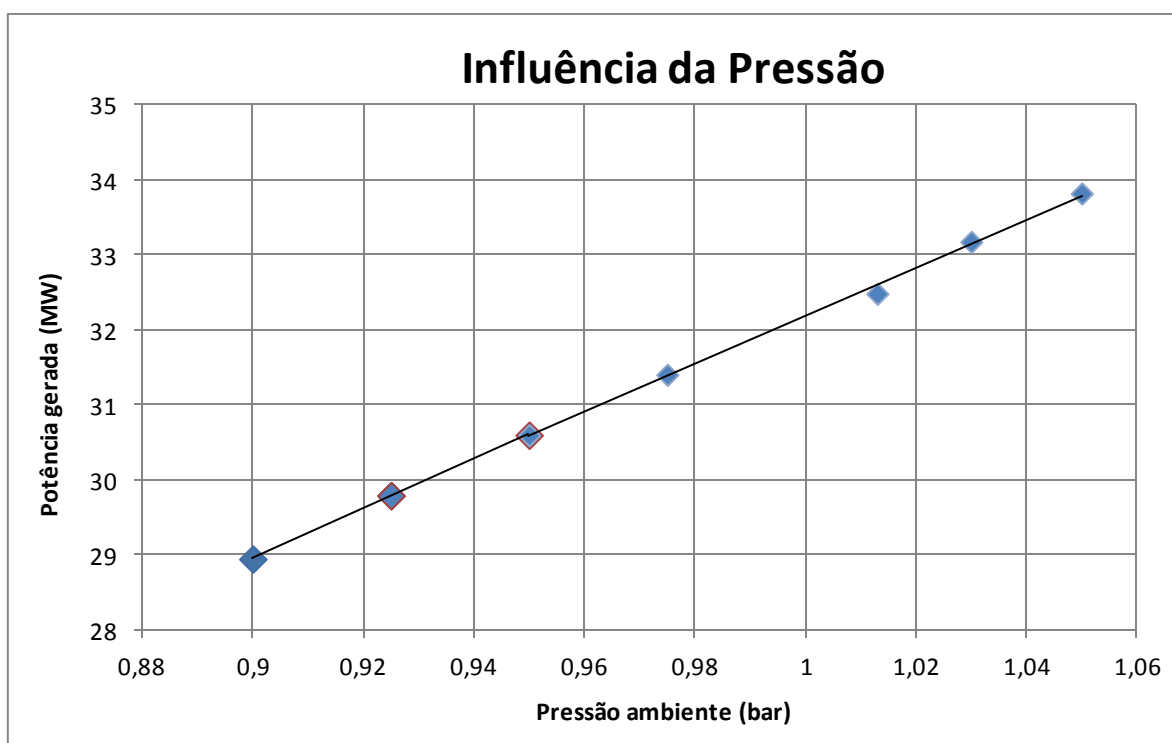


Fig. 37: Gráfico da variação da potência gerada em função da pressão ambiente (simulador próprio).

Em relação à influência da temperatura, observou-se, como esperado, uma forte queda de potência gerada devido ao aumento da temperatura. A proporção de queda foi semelhante à encontrada no simulador da *Gas Path Analysis* (queda de 12% na potência devido ao aumento de 15°C a partir da temperatura de projeto). De forma análoga, constatou-se aumento na potência devido à queda de temperatura, sendo este aumento limitado pela rotação do equipamento.

Em relação à influência da pressão, o modelo calculou a mesma proporção indicada pelos resultados do simulador da *Gas Path Analysis*, mostrando um crescimento de aproximadamente 10% na potência gerada para cada acréscimo de 0,1 bar na pressão ambiente.

6. ANÁLISE

6.1. Comparação com fatores de correção

Uma das possíveis validações a serem feitas do modelo simulado é através da comparação de seus resultados com as curvas dos fatores de correção, que são encontrados na literatura e tradicionalmente utilizados nas plantas de geração de energia elétrica para que se prevejam as oscilações da potência gerada sob condições fora de projeto.

Nos casos mostrados a seguir, as condições de referência (para as quais o fator de correção é igual a 1) respeitam a norma ISO 3977-2, sendo:

- Temperatura ambiente: 15 °C
- Pressão ambiente: 1,013 bar
- Umidade relativa: 60 %

Assim como nas simulações, são expostas, nas figuras 38, 39 e 40, as influências isoladas da pressão local, da temperatura ambiente e da umidade do ar sobre a potência gerada pela turbina.

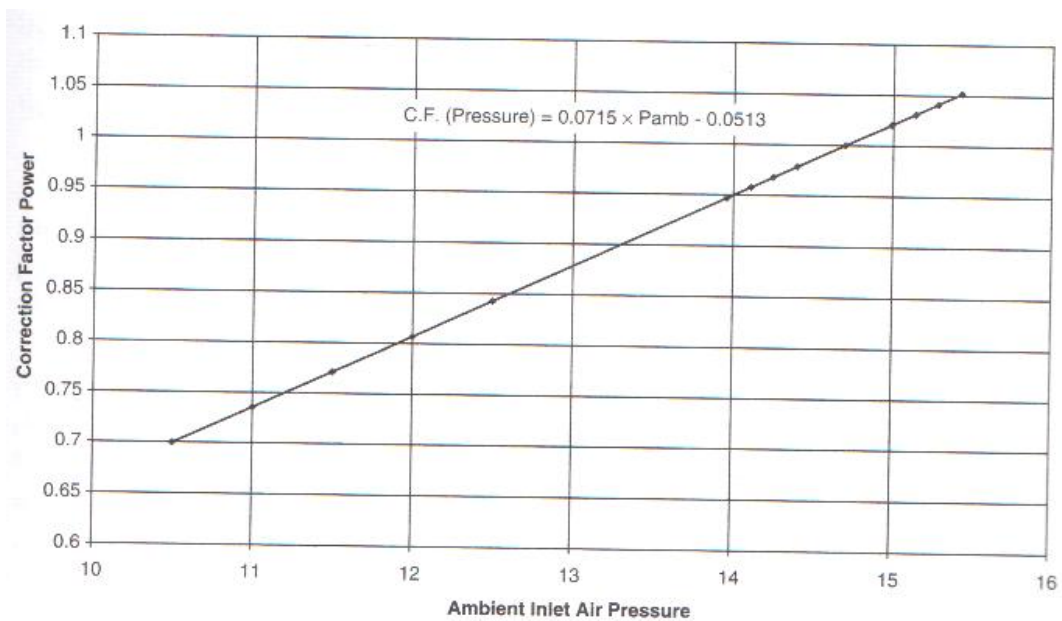


Fig. 38: Fator de correção para a potência gerada em função da pressão ambiente em relação às condições ISO. (BOYCE, 2006)

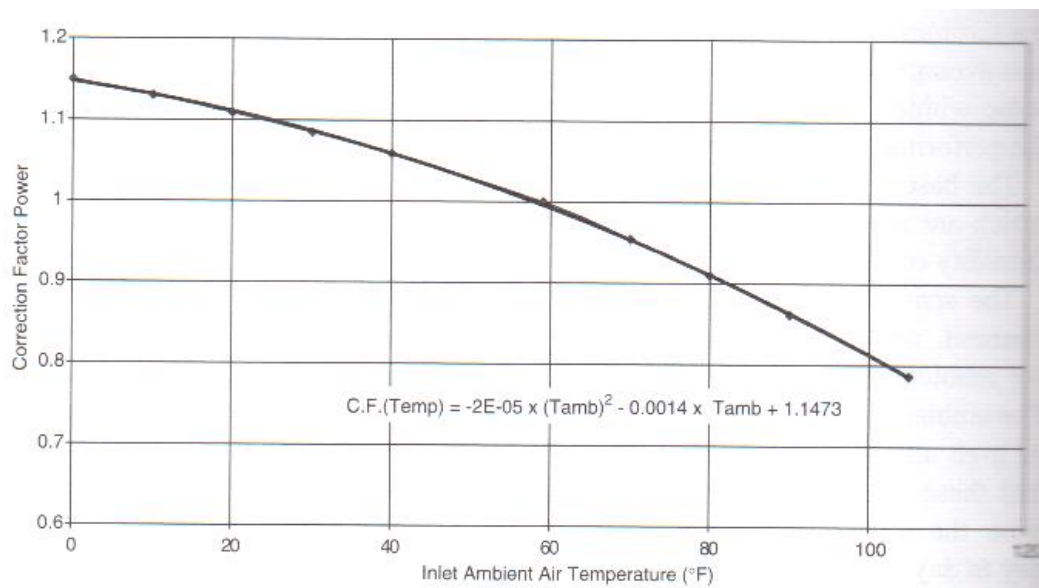


Fig. 39: Fator de correção para a potência gerada em função da temperatura ambiente em relação às condições ISO. (BOYCE, 2006)

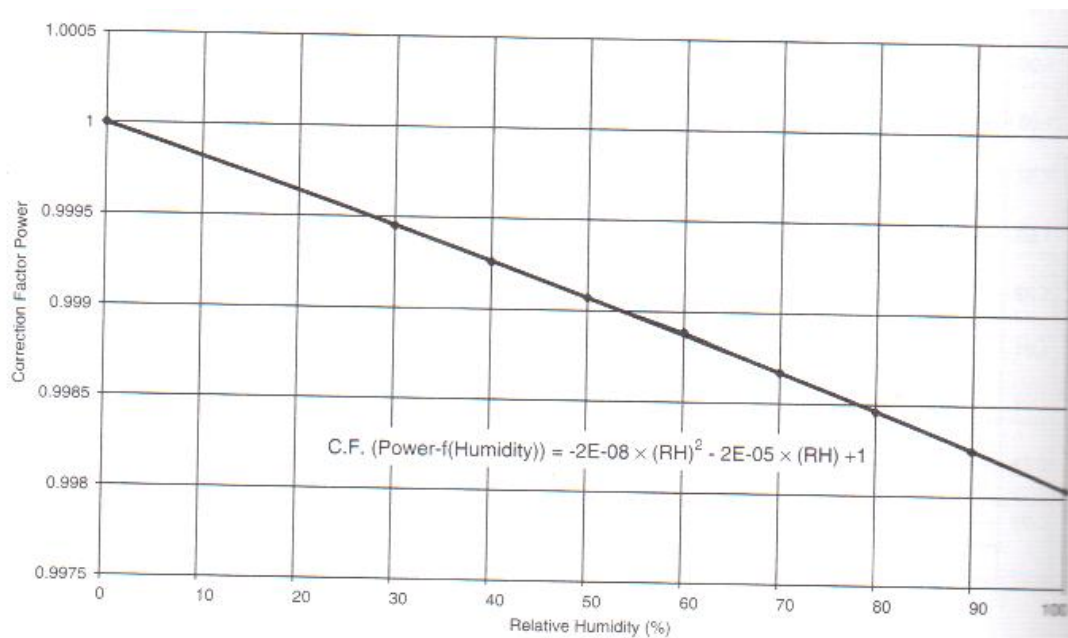


Fig. 40: Fator de correção para a potência gerada em função da umidade relativa em relação às condições ISO. (BOYCE, 2006)

Observa-se que as curvas respeitam as mesmas tendências que as mostradas nas simulações. A pressão, que depende essencialmente da altitude (não varia, portanto, ao longo do dia), altera com relevância a eficiência da máquina, provocando perdas significativas em grandes altitudes (baixas pressões). Em relação à temperatura e à umidade, ocorre o oposto, de forma que baixas temperaturas provocam aumento relevante na potência gerada (uma variação de 10 °C pode acarretar numa flutuação em 10% da potência gerada) e baixas umidades também provocam aumento, mas influenciam pouco na variação de desempenho do equipamento quando comparadas à temperatura e à pressão.

Considerando o impacto da temperatura ambiente sobre a potência gerada, pode-se traçar os resultados obtidos com o simulador próprio em paralelo com a curva de correção fornecida pelo próprio fabricante, como se vê na figura 41.

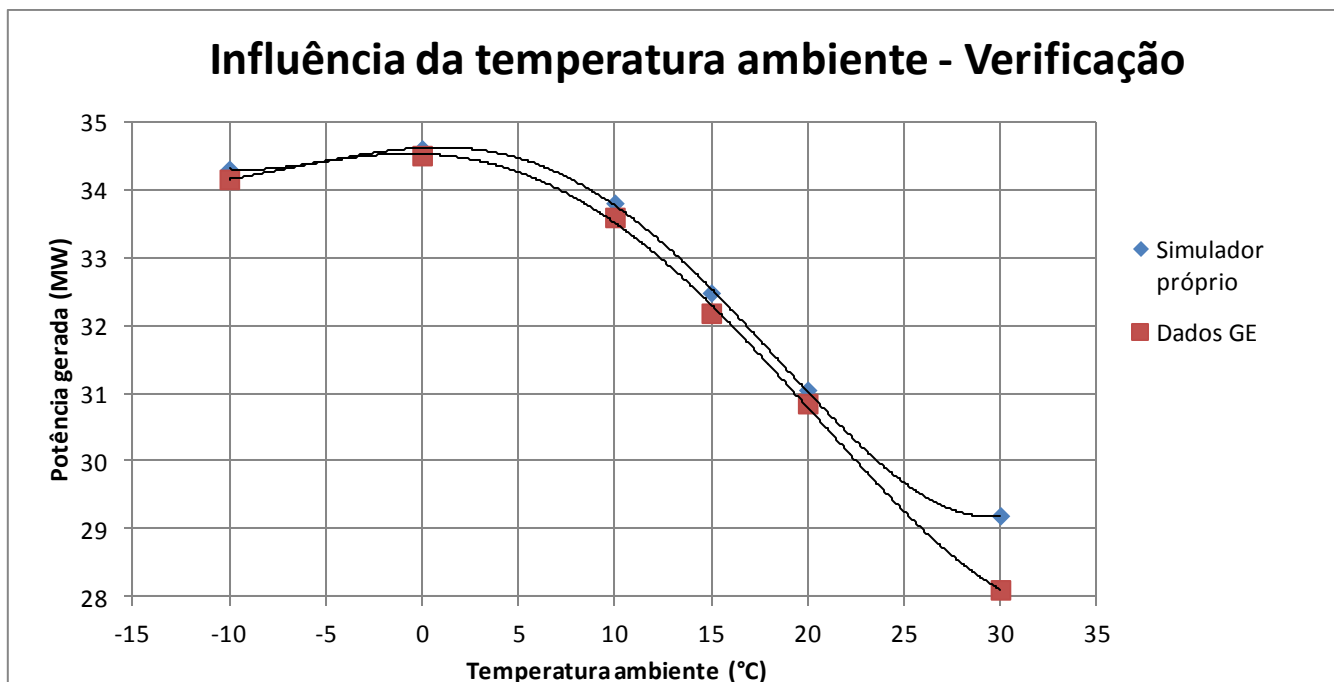


Fig. 41: Comparação entre fator de correção para a potência gerada em função da temperatura fornecido pela GE e resultados obtidos no simulador próprio.

Observa-se boa correlação entre os resultados. Os valores ligeiramente superiores obtidos no simulador próprio podem estar relacionados ao desprezo de perdas de carga na entrada e na saída do equipamento e na câmara de combustão.

6.2. Comparação entre eixo único e eixo duplo

O comportamento das turbinas de eixo simples e eixo duplo pode ser analisado em situações de carga parcial. Os resultados dessas simulações são mostrados na figura 42. Os valores obtidos para as temperaturas de saída do compressor e entrada da turbina foram normalizados em relação às condições de projeto de cada turbina.

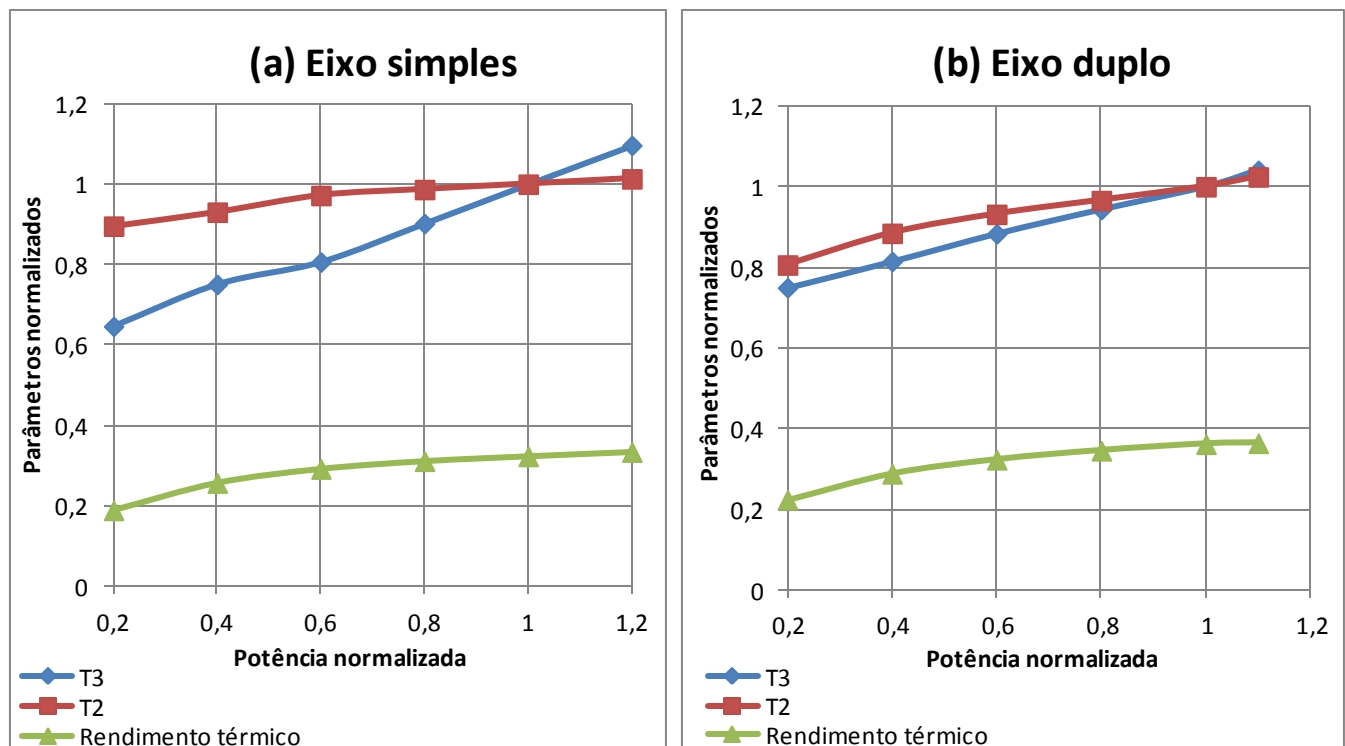


Fig. 42: Desempenho das turbinas a gás submetidas a carga parcial: (a) eixo simples; (b) eixo duplo.

Observa-se que, sob cargas menores do que a de projeto, a eficiência térmica se reduz para ambos tipos de turbina. A temperatura de entrada da turbina (T_{03}) apresenta grande queda nas turbinas de eixo simples; tal queda também ocorre nas turbinas de eixo duplo, mas de forma menos brusca, mantendo T_{03} sempre mais alta no segundo caso.

De forma geral, comprova-se a tendência de que turbinas de eixo duplo apresentam maior eficiência do que as de eixo simples (KIM et. al., 1994), apesar de não ser uma superioridade muito significativa (apresentou rendimentos 3% ou 4% maiores do que as de eixo simples, para as mesmas potências normalizadas).

7. CONCLUSÕES

Neste trabalho foram descritos métodos de predição do comportamento fora de projeto de turbinas a gás baseados nos princípios termodinâmicos básicos do ciclo Brayton. A partir das curvas características dos componentes da turbina e assumindo as hipóteses de compatibilidade de rotação (entre compressor e turbina) e de vazão mássica (entre todos os componentes), é possível que se estime o impacto da variação de condições climáticas sobre o desempenho do equipamento.

O impacto da temperatura ambiente mostra-se o fator climático mais relevante nesta análise, provocando variações de até 15% na potência gerada em função de uma amplitude relativamente restrita de temperaturas, não rara de se ver na prática (entre 0°C e 30°C). Mudanças de temperatura numa escala diária já são capazes de afetar de forma significativa o desempenho da turbina a gás.

Em relação à pressão, nota-se que, para altas pressões (pequenas altitudes), a potência gerada pode aumentar em até 10%, enquanto que se reduz na mesma proporção quando submetida a baixas pressões (grandes altitudes). Tal fator deve ser levado em consideração no momento de seleção do equipamento para determinada planta, mas não interfere em sua operação diária.

Por fim, a umidade mostra-se irrelevante quando comparada aos dois fatores já citados. Apesar da influência existente devido à condensação nas pás e às mudanças de propriedades nos gases de combustão, ela apresentou impacto muito pequeno nos valores de potência gerada e rendimento térmico.

O modelo desenvolvido para previsão de desempenho fora de projeto é pouco complexo, mas de alta efetividade, sendo que os resultados obtidos mostraram alta correlação com os fatores de correção fornecidos pelo próprio fabricante. A vantagem da aplicação do método é a identificação de limitantes para o funcionamento do equipamento, pois permite que se calculem outros parâmetros relevantes como fluxo mássico, temperatura de entrada na turbina e rotação. Por outro lado, um limitante para sua aplicação são as curvas características dos componentes, que não são amplamente divulgadas pelos fabricantes. No caso deste trabalho, elas foram encontradas na literatura técnica.

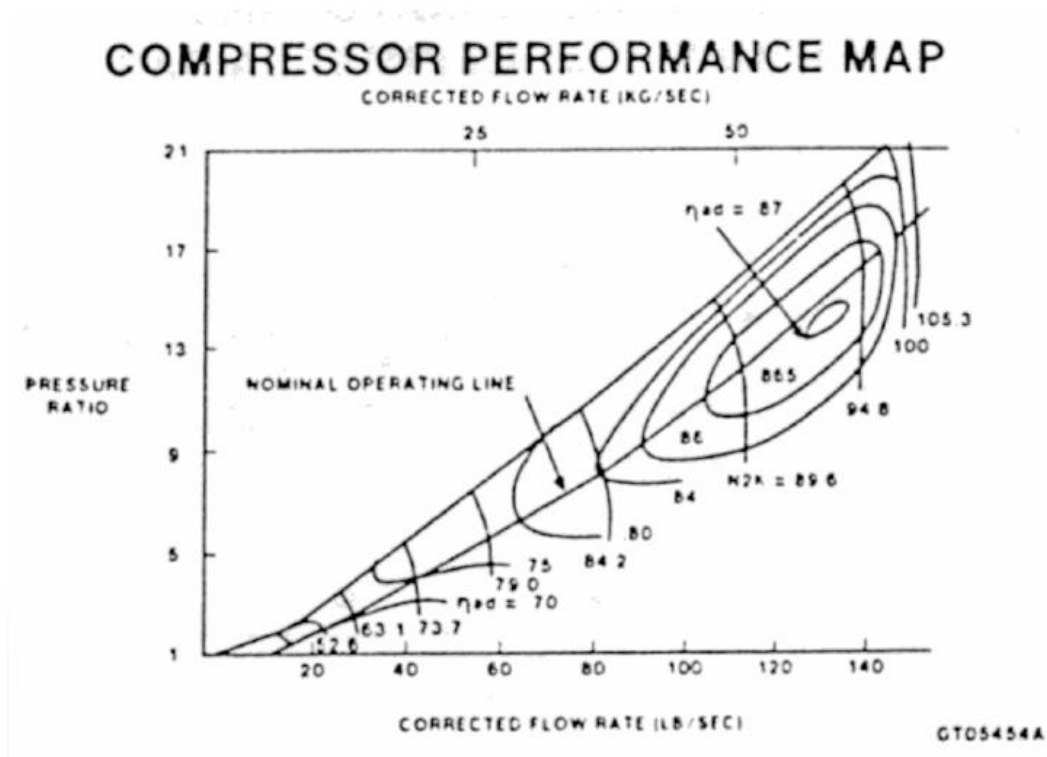
8. REFERÊNCIAS

1. RAZAK, A.M.Y. Industrial Gas Turbines: Performance and Operability, CRC Press, 2007.
2. SARAVANAMUTTOO, H.I.H.; ROGERS, G.F.C; COHEN, H. Gas Turbine Theory, 5^a ed., Pearson, 2001.
3. SINGH, R. Fifty years of civil aero gas turbines, 9th Young Engineers Forum Lecture, *ASME TURBO EXPO*, 1996.
4. ISO - International Organization for Standardization. *ISO 3977-2 – Gas turbines – Procurement – Part 2: Standard reference conditions and rating*. Genebra, ISO, 1997.
5. BOYCE, M. P. Gas Turbine Engineering Handbook, 3^a edição, Gulf Professional Publishing, 2006.
6. BROOKS, F. J. GE Gas Turbine Performance Characteristics. GER-3567H, 2010.
7. KIM, T. S., OH, C. H., RO, S. T. Comparative Analysis of the Off Design Performance for Gas Turbine Cogeneration Systems. *Heat Recovery Systems & CHP* Vol.14, No.2, pp. 153-163, 1994.
8. ELMEGAARD, B., HAGLIND F. Methodologies for Predicting the Part-Load Performance of Aero-derivative Gas Turbines. *Energy* Vol.34, pp. 1484-1492, 2009.
9. BADEER, G. H. GE's LM2500+G4 Aeroderivative Gas Turbine for Marine and Industrial Applications. GER-4250, 2005.
10. KURZ, R., BRUN, K. Gas Turbine Performance – What Makes the Map? *Proceedings of the 29th Turbomachinery Symposium*, Turbomachinery Laboratory, Texas A&M University, College Station, Texas, pp. 247-262, 2000.
11. KURZKE J. Component map collection 3, Compressor and turbine maps for gas turbine performance computer programs. Germany; 2013, <http://www.gasturb.de/>.
12. SPECTOR, R.B., MILLER, A.A. GE LM2500 Aircraft-Derivative Gas Turbine System. GE Gas Turbine Reference Library 1983
13. STABE R.G., EHITNEY W.J., MOFFIT T.P. Performance of high-work low aspect ratio turbine tested with a realistic inlet radial temperature profile. NASA TM83665, NASA Headquarters, Suite 5K39, Washington, DC 20546-0001, USA;1984.
14. SEROVY G.K. Compressor and turbine prediction system development – lessons from thirty years of history. AGARD LS 83; 1976.

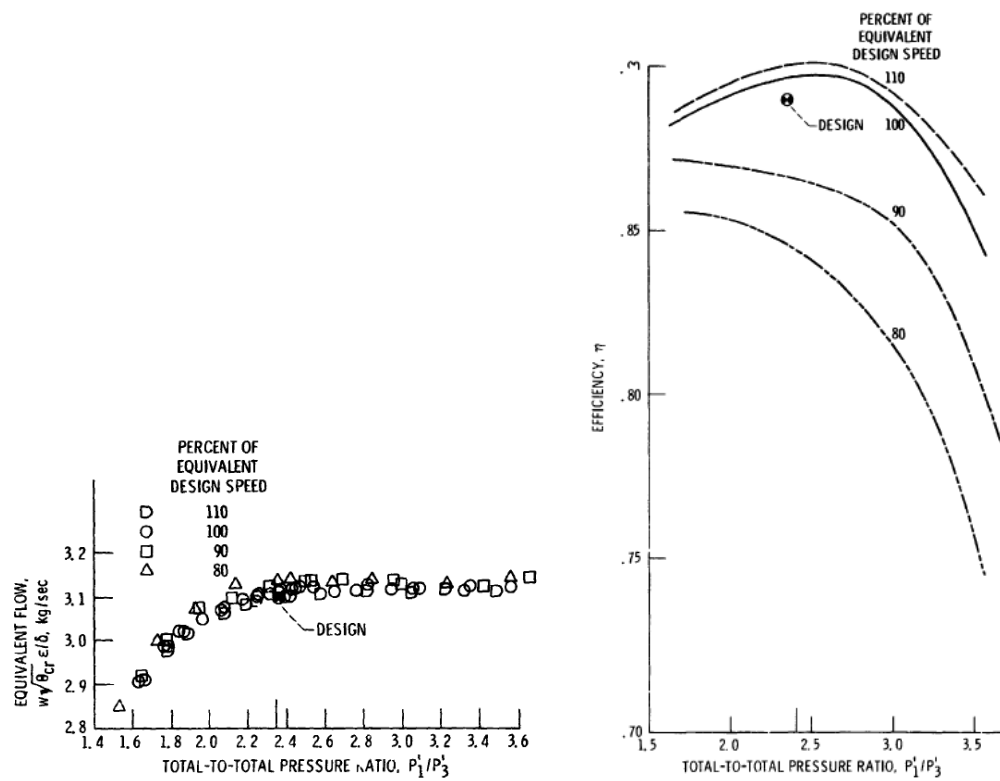
15. SAWYER, J.W. Gas Turbine Engineering Handbook, Vol.II, 3ª edição, Turbomachinery International Publications, 1985.

ANEXO A

Curvas características do compressor do equipamento LM2500 (retirado de SPECTOR e MILLER, 1983).



Curvas características da turbina do gerador de gás (retirado de STABE, EHITNEY e MOFFIT, 1984).



Curvas características da turbina de potência (retirado de SEROVY, 1976).

